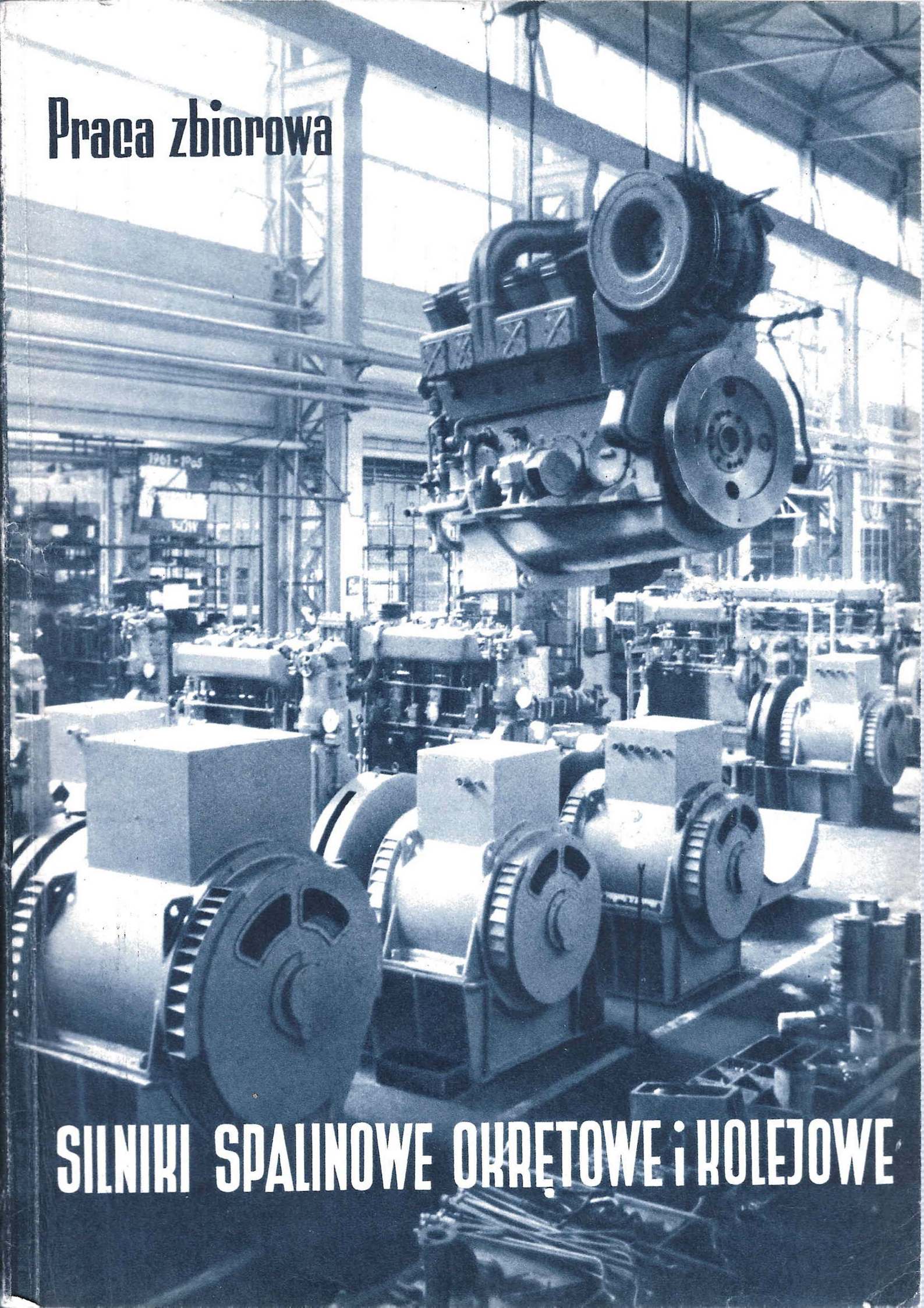


Praca zbiorowa



SILNIKI SPALINOWE OKRĘTOWE I KOLEJOWE

BIULETYN
•TECHNICZNY•

SIMP i KTIR
PRZY ZAKŁADACH H. CEGIELSKI W POZNANIU
Nr specjalny Październik 1962 Rok VI

PRACA ZBIOROWA

SILNIKI SPALINOWE
OKRĘTOWE I KOLEJOWE
Nr 1



Zakłady Przemysłu Metalowego H. Cegielski w Poznaniu
1962

Od Redakcji

Po wydanym w październiku 1961 r. numerze specjalnym pt. — „Zagadnienia silnikowego napędu statków polskiej produkcji”, jest to nasz drugi numer specjalny, poświęcony tym razem głównie silnikom średnio- i szybkoobrotowym średniej mocy, nadającym się do trakcji kolejowej, do napędu mniejszych szybkich jednostek morskich, do agregatów prądotwórczych — dla wyposażenia maszynowni okrętowych lub użytku stacjonarnego oraz do napędu barek żeglugi rzecznej.

Zgodnie z naszym zwyczajem, drukujemy i tym razem kilka artykułów autorów z poza naszego środowiska, chcąc by treść naszej publikacji informowała o zagadnieniu możliwie wyczerpująco i wszechstronnie. Chcielibyśmy w przyszłości do współpracy zwerbować jeszcze więcej autorów z całej Polski, z wszystkich fabryk związanych bezpośrednio lub pośrednio z produkcją silników, z placówek naukowych i badawczych, a także autorów reprezentujących użytkowników silników, a więc stocznie, linie żeglugowe, koleje państwowe.

Wydaje się nam, że w braku stałego czasopisma silnikowego, taka okresowa i możliwie coraz częstsza publikacja może się przyczynić w jakimś niewielkim choćby stopniu do rozwoju konstrukcji i produkcji silników wysokoprężnych w Polsce.

Zamiast przedmowy —

Kilka słów o rozwoju kolejowej trakcji spalinowej

Wstęp

Kolej stanowi tylko jeden ze środków transportu, którego rozwój i perspektywy muszą być rozważane na tle pozostałych, to jest transportu motorowego drogowego, transportu lotniczego, żeglugi morskiej i śródlądowej oraz transportu rurociągami. Mimo szybkiego rozwoju tych wszystkich gałęzi, można z całą pewnością twierdzić, że w ciągu wielu jeszcze lat transport kolejowy będzie odgrywał bardzo poważną rolę. Świadomość ta spowodowała, że we wszystkich państwach dokonuje się gruntownej modernizacji kolei i że w ostatnim dziesięcioleciu dokonał się na tym polu ogromny postęp techniczny.

Z punktu widzenia silnikowego, interesuje nas rozwój trakcji spalinowej, o której niektóre dane i przewidywania zostaną omówione.

Likwidacja trakcji parowej

Nieekonomiczna¹⁾ trakcja parowa jest w powszechnej likwidacji. Holandia już w 1938 r. wycofała z ruchu ostatnie parowozy. Obecny (1962 r.) udział trakcji parowej w przewozach towarów i pasażerów oraz planowany okres likwidacji tej trakcji pokazuje tablica 1.

Przesuwanie się ciężaru zadań z trakcji parowej na elektryczną i spalinową ilustruje również statystyka ilości środków trakcyjnych w 15 państwach europejskich — tablica 2, oraz stan elektryfikacji linii — tablica 3.

Trakcję parową zastępuje trakcja elektryczna i spalinowa. Jeżeli pominąć koszt amortyzacji inwestycji, który dla trakcji elektrycznej jest duży, to porównanie ekonomiczności eksploatacji zależy od cen oleju napędowego i energii elektrycznej. Dla warunków amerykańskich porównanie takie opracował J. C. Aydelott w formie wy-

kresu, który przedstawiony jest na rys. 1. Jeśli natomiast uwzględnić amortyzację, to istnieje pewna granica ilości przewozów, powyżej której większy koszt inwestycyjny

TABLICA 1. Zanik trakcji parowej.

Kraj	Udział trakcji parowej w przewozach 1962 roku %	Planowany rok likwidacji trakcji parowej
Dania	14	1963
Szwecja	3,5	1965
Włochy	14	1968
Belgia	34	1968
Francja	37	1970
Austria	33	1975
NRF	59	1980
Anglia	70	1985

TABLICA 2. Stosowane środki trakcji w 15 krajach europejskich.

Środki trakcji	Ilość w ruchu w latach	
	1938	1962
Parowozy	62.000	31.000
Lokomotywy elektryczne	3.140	5.900
Wagony elektryczne	1.800	6.600
Lokomotywy spalinowe	450	5.600
Wagony spalinowe	3.350	3.008

¹⁾ Wg obliczeń DOKP Gdańsk z 1959 r., koszt pociągokilometru przy trakcji spalinowej był o 22% mniejszy niż przy parowej. W miarę rozpowszechniania się trakcji spalinowej koszty jej będą nadal znacznie się obniżać.

trakcji elektrycznej rekompensowany jest tańszą eksploatacją. Dlatego trakcja elektryczna staje się celowa przede wszystkim na magistralach o dużym natężeniu ruchu towarowego lub osobowego, a także na liniach o trudnym profilu. Pozostałe linie pozostają do obsługi przez trakcję spalinową.

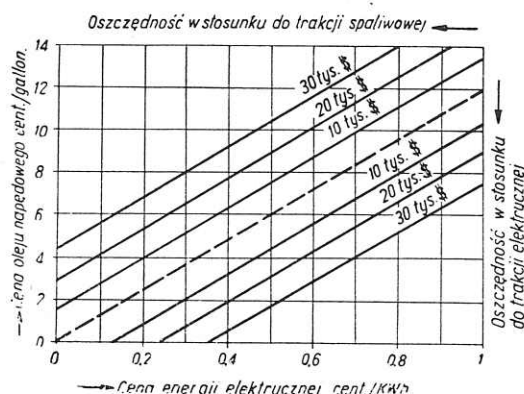
Innymi słowy o wyborze trakcji decyduje rachunek ekonomiczny, a że w różnych krajach koszty energii elektrycznej i paliw silnikowych układają się mogą odmiennie — mogą więc istnieć pewne odchylenia od poprzednio podanej ogólnej zasady.

Przykłady spalinowej trakcji zagranicznej

Trudno jest mówić o jakichkolwiek generalnych tendencjach konstrukcyjnych wyróżniających tabor spalinowy poszczególnych krajów. Niemniej istnieją pewne cechy charakterystyczne.

TABLICA 3. Stan elektryfikacji linii kolejowych w 1960 roku.

K r a j	Długość sieci kolejowej km	Długość linii zelektryfik. km	Udział linii zelektryfik. %
USA	356.000	3.940	1,1
Szwajcaria	2.860	2.800	98,0
Włochy	16.300	7.330	45,0
Francja	38.800	6.500	16,7
NRF	30.700	3.460	11,3
Anglia	29.000	1.800	6,0
ZSRR	126.000	11.600	9,2
Czechosłowacja	13.000	627	4,8
Węgry	10.000	400	4,0
NRD	16.150	580	3,6
Polska	23.270	826	3,5



Rys. 1. Oszczędność w eksploatacji jednej lokomotywy spalinowej lub elektrycznej w zależności od cen oleju napędowego i energii elektrycznej — bez uwzględnienia amortyzacji inwestycji.



Rys. 2. Lokomotywa spalinowa f-my Krauss-Maffei 4000 KM zbudowana dla kolei amerykańskiej, wyposażona w dwa szesnastocylindrowe doładowane silniki Maybach typu MD 870, o mocy 2000 KM przy 1580 obr./min. i przekładnię hydrauliczną. Jest to w tej chwili najmocniejsza lokomotywa spalinowa.

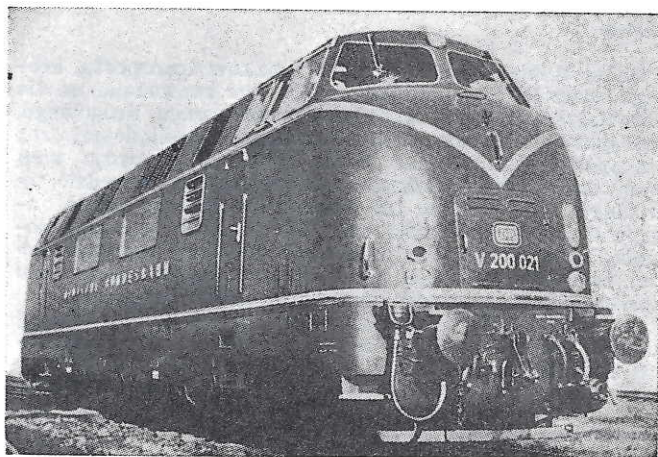
W Ameryce trakcja spalinowa rozwinęła się w czasie II wojny światowej i pokrywa obecnie 99% całej pracy przewozowej²⁾. Powszechnie stosuje się w lokomotywach przekładnie elektryczne. Silniki są na ogół wolno lub średnio-bieżne. Poza tym lokomotywy amerykańskie odznaczają się dużą mocą. Spowodowane to jest z jednej strony dużymi składami pociągów złożonych z wagonów o dużej nośności, a z drugiej strony trudnością tras (duże wzniesienia, np. w Górach Skalistych). W praktyce warunki takie zmuszają niekiedy do holowania pociągów przy pomocy kilku lokomotyw. Np. na jednej bardzo trudnej trasie pociąg o ciężarze 8000 t ciągnie 11 lokomotyw (6 na przdzie, 5 w środku składu), o łącznej mocy około 20 000 KM.

Przykładem lokomotywy, zbudowanej wprawdzie w Europie ale przeznaczonej na warunki amerykańskie, jest lokomotywa Krauss-Maffei pokazana na rys. 2. We wspomnianym uprzednio przypadku pięć takich lokomotyw zastąpi dotychczas stosowane jedenaście.

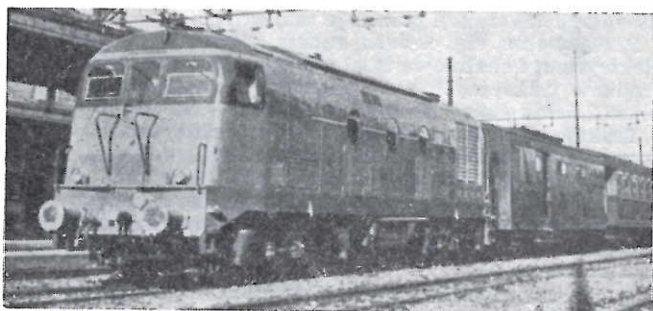
W Europie nie zachodzą dotąd takie skrajne konieczności, choć zaczynają się też pojawiać jednostki trakcji złożone z dwóch lokomotyw po 3000 KM. Na ogół jednak do ruchu pasażersko-towarowego stosuje się uniwersalne lokomotywy o mocach od 800 do 3000 KM. Przekładnie stosuje się nie tylko elektryczne ale i hydrauliczne (głównie w NRF). Te ostatnie wykazują szereg niewątpliwych zalet. Pracują one dobrze przy małych prędkościach, gdzie przekładnie elektryczne łatwo się przegrzewają, np. na trasach górskich. Lokomotywy z takimi przekładniami są lżejsze, a więc przy tej samej mocy mogą ciągnąć cięższy skład, względnie uzyskiwać większą szybkość.

Przekładnie hydrauliczne, zwłaszcza dla większych mocy, są elementem stosunkowo „młodym”, opanowanym konstrukcyjnie i produkcyjnie tylko przez nieliczne firmy, wyposażone w maszyny specjalne. Natomiast przekładnie elektryczne składają się z silników, które produkowane są od dawna dla lokomotyw elektrycznych i prądnic, które nie stanowią większego problemu dla przemysłu elektrotechnicznego ani konstrukcyjnie ani produkcyjnie. Dlatego przejście na trakcję spalinową jest dla takich krajów jak nasz szybsze i łatwiejsze jeśli przynajmniej początkowo stosować przekładnie elektryczne.

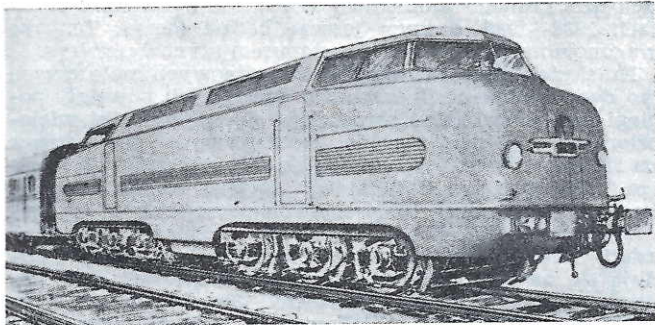
²⁾ W latach 1945-55 wycofano 30 000 parowozów i zastąpiono je przez 25 000 lokomotyw spalinowych.



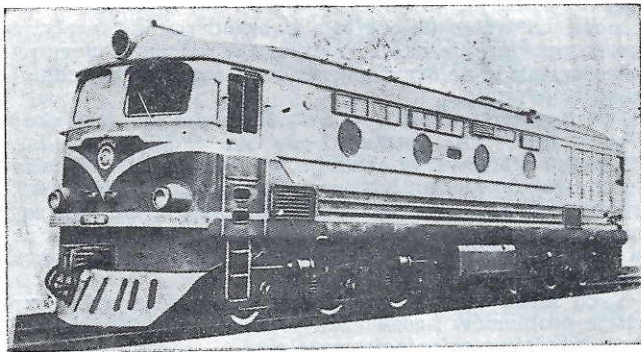
Rys. 3. Lokomotywa spalinowa niemiecka z silnikiem szybko-bieżnym o mocy 1100 KM i przekładnią hydrauliczną.



Rys. 4. Lokomotywa spalinowa włoska z silnikiem średnio-bieżnym o mocy 1320 KM i przekładnią elektryczną.



Rys. 5. Lokomotywa spalinowa francuska z silnikami szybko bieżnymi i przekładnią elektryczną.



Rys. 6. Magistralna lokomotywa spalinowa radziecka typu TE10 z silnikiem dwunastocylindrowym, doładowanym, dwusuwowym z tłokami przeciwbieżnymi, o mocy 3000 KM przy 850 obr/min. i przekładnią elektryczną.

W Europie stosowane są zarówno średnioobrotowe jak i szybkoobrotowe silniki; zaczyna się zaznaczać tendencja do większych ilości obrotów. Widać to szczególnie w NRF, gdzie istnieje szereg znanych wytwórni produkujących w produkcji nowoczesnych silników.

Rys. 3 przedstawia lokomotywę niemiecką typu B-B, przeznaczoną do ruchu osobowego i towarowego. Jej ciężar wynosi 74—81 t, w zależności od zastosowanego silnika i przekładni, a szybkość maksymalna równa się 140 km/godz. W lokomotywie tej stosowane są dwunastocylindrowe, doładowane silniki szybkobieżne (1500 obr/min.) trzech różnych firm (Daimler-Benz, MAN i Maybach), o mocy 1100 KM oraz przekładnie hydrauliczne firmy Voith lub Maybach.

Rys. 4 pokazuje lokomotywę włoską typu Bo-Bo z dwunastocylindrowym doładowanym silnikiem FIAT typu 2312, o mocy 1320 KM przy 1000 obr/min. Lokomotywa ta posiada przekładnię elektryczną, waży 64 t i osiąga szybkość 100 km/godz. Przeznaczona jest do średnioszybkiego ruchu osobowego i towarowego.

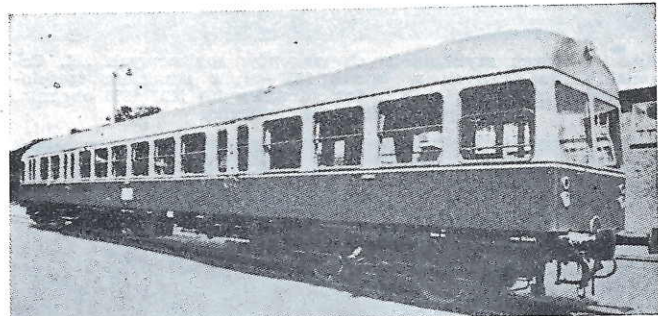
Jeszcze inny przykład to lokomotywa francuska typu C-O firmy Alstom (rys. 5) z dwunastocylindrowymi silnikami MGO i przekładnią elektryczną, o mocy 925 KM przy 1500 obr/min. Ciężar tej lokomotywy wynosi 102—108 t a szybkość maksymalna 130 km/godz.

W Związku Radzieckim nie posiadano typowego silnika trakcyjnego ani przekładni hydraulicznej. Mimo to trakcja spalinowa rozwinęła się szybko. Zastosowano przekładnie elektryczne oraz silniki dwusurowe, z tłokami przeciwbieżnymi o 850 obr/min. Silniki te w układzie 10 cylindrów dają moc 2000 KM, a przy 12 cylindrach i doładowaniu — 3000 KM (rys. 6). Są to niewątpliwie rozwiązania przejściowe, które prawdopodobnie zastąpione zostaną konstrukcjami bardziej nowoczesnymi, nad którymi pracuje się tam usilnie. Daleko posunięte są też prace nad przekładnią hydrauliczną o mocy 750—1200 KM. Lokomotywy manewrowe (rys. 7) budowane są z szybkoobrotowymi silnikami czterosuwowymi. W ostatnich latach produkcja „spalinowozów” w ZSRR szybko wzrastała i wykonano ich w 1957 — 400 sztuk, w 1958 — 712 sztuk, w 1959 — 1000 sztuk, a w następnych latach jeszcze większe ilości.

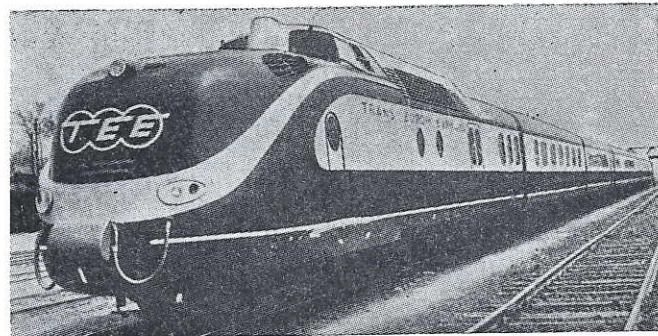
Jeśli chodzi o wagony spalinowe, to w świecie rozpowszechnia się typ lekki z jednym lub dwoma silnikami podpodłogowymi, to jest o cylindrach leżących. Nierzadko wykorzystuje się do tego celu silniki autobusowe, które ze względu na seryjność produkcji są stosunkowo tanie. Rozwiązanie to, które nie wymaga przedziału maszyno-



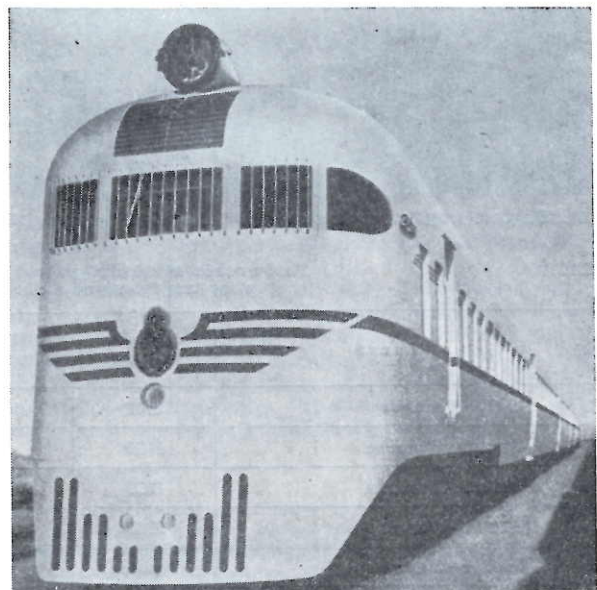
Rys. 7. Radziecka lokomotywa spalinowa TGM3 do ciężkich przetoków i ruchu na bocznych liniach, z silnikiem dwunastocylindrowym, czterosuwowym, doładowanym, o mocy 750 KM przy 1400 obr/min.



Rys. 8. Wagon spalinowy niemieckiej firmy MAK typu autobusu szynowego, z dwoma silnikami podpodłogowymi „Deutz”, o mocy 100 KM każdy.

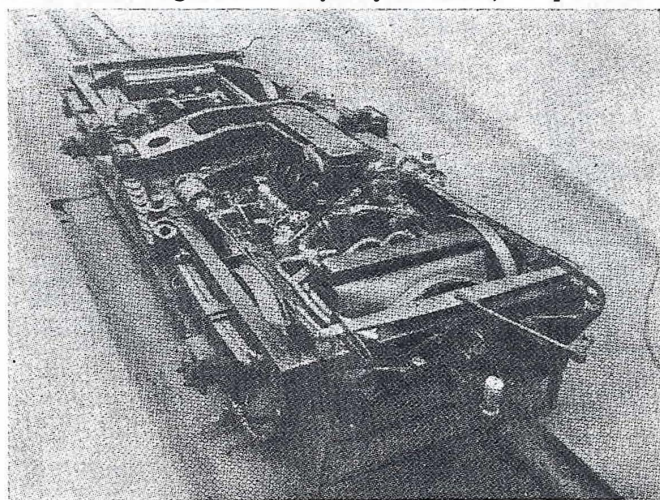


Rys. 9. Ekspres Transeuropejski.

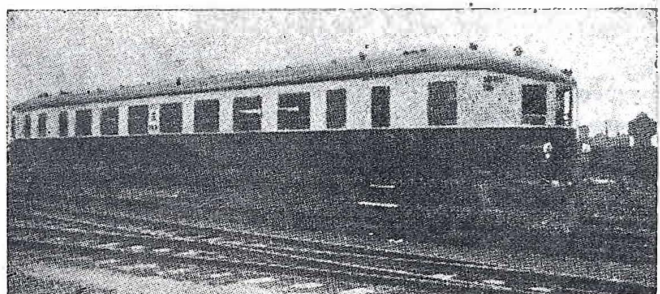


Rys. 10. Węgierski pięciocylonowy pociąg spalinowy z dwoma silnikami po 660 KM i przekładniami mechanicznymi.

wego a więc pozostawia całą powierzchnię do dyspozycji pasażerów, jest bardzo korzystne. Przy obecnym stanie automatyki sterowanie dwóch silników, a w razie sprzężenia kilku wagonów — większej ich ilości, nie przedsta-



Rys. 11. Wózek szybkieźnych wagonów spalinowych „H. Cegielski”, budowanych w latach 1934–39, z silnikiem sześciocylindrowym Saurer — P.Z. Inż., o mocy 150 KM 1350 obr/min. i przekładnią mechaniczną.



Rys. 12. Szybkobieźny wagon spalinowy „H. Cegielski” z roku 1938, o mocy 2 × 110 KM, ze zdalnym sterowaniem elektro-pneumatycznym pozwalającym tworzyć jednostki dwuwagony.



Rys. 13. Wnętrze wagonu spalinowego „H. Cegielski” z roku 1938.

TABLICA 4.

Porównanie szybkości podróźnej wagonów motorowych PKP produkcji polskiej z lat trzydziestych i obecnie kursujących pochodzenia zagranicznego.

Rok	T r a s a	Typ wagonu	Ilość przystanków	Czas przejazdu		Rodzaj jazdy
				godz.	min	
1936	Łódź — Warszawa	HCP	—	1	20	regularna wg rozkładu
1939	Poznań — Warszawa	HCP	1	3	05	„
1939	Poznań — Warszawa	HCP	4	2	40	próbna
1939	Poznań — Warszawa	HCP	—	2	15	próbna
1961	Poznań — Warszawa	Berolina	2	3	25	regularna wg rozkładu
1962	Poznań — Warszawa	Wagon włoski	2	3	25	„

wia dziś żadnego problemu i stosowane było u nas w latach 1938—1939, o czym jeszcze będzie mowa. Ten typ wagonów nazywany bywa „autobusem szynowym” (rys. 8).

Na skutek złączania wagonów spalinowych motorowych (po dwa) i dodawania wagonów doczepnych powstały pociągi spalinowe, które zamieniają się w jednostki wieloczonowe — lekkie, szybkie, komfortowe — konkurujące na średnich dystansach europejskich z komunikacją lotniczą. Typowym przykładem tego nowego środka komunikacji są tak zwane „Ekspresy Transeuropejskie” (rys. 9).

Taka jednostka składa się z 3 do 7 członów, z tym, że człony napędne zaopatrzone w kabiny sterownicze znajdują się na obu końcach. Umowę o ekspresach TEE zawarło siedem państw — Włochy, Szwajcaria, Francja, NRF, Belgia, Holandia i Luksemburg. Istnieją cztery typy tych pociągów (włoski, francuski, niemiecki i szwajcarsko-holenderski), różniące się nieco między sobą. Ich szybkość maksymalna wynosi 140 km/godz. a szybkość podróżna, wliczając przystanki — 95 ÷ 112 km/godz. w zależności od trasy. Cztery lata doświadczeń wykazały, że jest to rozwiązanie dobre i pozytywne oceniane przez pasażerów, tak że należy się spodziewać coraz powszechniejszego stosowania.

Podobny typ pociągów — 3 do 6 członowych, produkują Węgry (rys. 10), opierając się na rodzinie silników JV170/240 o 1100—1260 obr/min., w układzie 12 i 16 cylindrów z doładowaniem lub bez, i stosując przekładnie elektryczne lub mechaniczne. Węgry eksportują takie pociągi między innymi do Argentyny. Te same silniki stosują poza tym do lokomotyw przetokowych i lżejszych — towarowych.

Tych kilka uwag i przykładów nie wyczerpuje oczywiście problemów i rozwiązań, a ma na celu jedynie bardzo ogólnikową orientację czytelnika.

Trakcja spalinowa PKP w okresie międzywojennym

W latach trzydziestych trakcja spalinowa nie była jeszcze uważana za środek zastępujący parowozy. Niemniej zaczynała odgrywać coraz większą rolę w ruchu osobowym i to w dwóch dziedzinach. W postaci wagonów spalinowych dla komunikacji podmiejskiej w charakterze „autobusów szynowych” oraz dla ruchu dalekobieżnego-ekspresowego, w postaci szybkich wagonów spalinowych nazywanych wówczas „Lux-torpedami”.

Początki takiej komunikacji mieliśmy i w Polsce, głównie dzięki wagonom spalinowym projektowanym i budowanym w latach 1934—1939 przez Zakłady H. Cegielski. Było ich w sumie 23 szt. w 5 typach. Większość napędzana była dwoma silnikami typu Saurer, budowanymi na licencji przez P. Z. Inż. w Warszawie. Silnik posiadał 6 cylindrów o średnicy 130 mm i rozwijał moc 150 KM przy 1350 obr/min. W ostatnich latach po udoskonaleniu silnika otrzymano moc 180 KM. Przekładnie były mecha-

TABLICA 5. Plan elektryfikacji PKP.

R o k	Długość linii zelektryfikowanej km
1962	1.200
1965	2.154
1970	3.657
1975	5.100
1980	5.300

TABLICA 6.

Istniejące i planowe środki polskiej trakcji spalinowej. (druk tłusty — istniejące)

Środki trakcji	Typ	Układ osi	Szybkość km/godz.	Rodzaj przekładni	Silnik				Przeznaczenie
					Moc KM	Obroty obr/min	Typ	Producent	
Wagony spalinowe	9 M	AI		mechaniczna	150	1800	S560	ZMIN	Ruch podmiejski lekki
	4 M	(1A) ₀ -(A1) ₀	140	mechaniczna	2 × 150				Ruch dalekobieżny szybki
	5 M	Bo - 20	100	hydrauliczna (import)	350	1500	DVSa350	ZMIN	Ruch podmiejski
	7 M	Bo - 20	120	hydrauliczna	800	1500	12CD19	ZMIN	Pociągi motorowe
Lokomotywy spalinowe	Ls 75	B	13	mechaniczna	75	1500	S 324	WSW Andrychów	Lekkie manewry
	Ls 150	B	24/45	mechaniczna	150	1500	D-z 17	ZMIN	
	1 D	Bo - Bo		elektryczna					
	9 D	C	30/60	hydrauliczna	350	1500	DVSa350	ZMIN	Średnie manewry i bardzo lekka praca pociągowa
	10 D	C	60	elektryczna					
	6 D	Bo - Bo	90	elektryczna	800	1000	8C22	HCP	
	11 D	Bo - Bo	30/62	hydrauliczna	800	1500	12CD19	ZMIN	Ciężkie manewry i lekka praca pociągowa
						1000	8C22	HCP	
	7 D	Bo - Bo lub Co - Co	110	elektryczna	1700	1500	16CD19	ZMIN	Średnia praca pociągowa
						1100	12C22	HCP	
	8 D	Co - Co	130	elektryczna	2400	1100	16C22	HCP	Praca pociągowa na liniach głównych

niczne (f-my Mylius) lub hydrauliczne (f-my Voith) — rys. 11.

Ostatnia wersja tego wagonu było szczególnie udana (rys. 12). Wnętrze posiadało 52 miękkie miejsca do siedzenia (rys. 13) i bar. Sterowanie było systemu elektro-pneumatycznego-wielokrotnego, tzn. pozwalało na sprzęganie kilku wagonów. Szybkość wynosiła 130 km/godz.

W regularnej komunikacji między Łodzią a Warszawą oraz Poznaniem i Warszawą wagony te do dziś dnia nie zostały pobite, ani pod względem komfortu, ani szybkości. Porównanie czasów przejazdu owych wagonów i dzisiejszych motorowych pociągów zagranicznej budowy pokazuje tablica 4. Nie będzie żadnej przesady w twierdzeniu, że w swoim czasie polskie wagony motorowe zaliczały się do czołówki europejskiej.

Ponadto warto przypomnieć, że zbudowano też kilka wagonów, napędzanych silnikiem polskiej konstrukcji prof. Ebermana.

Planowany rozwój trakcji spalinowej PKP

Proces likwidacji trakcji parowej rozpoczął się w Polsce już przed kilku laty. Produkcja nowych parowozów została zaniechana w 1958 r. Ilość parowozów w ruchu kolejowym będzie stopniowo malała, by zaniknąć kompletnie w 1980 r.

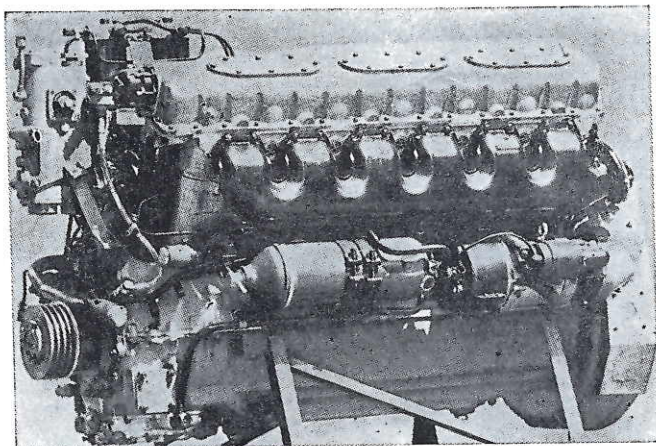
Podstawową będzie trakcja elektryczna. W tej chwili posiadamy 1200 km linii zelektryfikowanych, do roku 1965 będzie ich 2150 km, a do roku 1980 — 5300 km (tablica 5), co stanowić będzie około 24% całkowitej długości. W roku 1890 pociągi elektryczne przewozić będą około 60% towarów i pasażerów.

Trakcji spalinowej przypadnie cała reszta przewozów tak towarowych jak i pasażerskich na liniach nieelektryfikowanych, prace przetokowe oraz ewentualnie prowadzenie pociągów towarowych-zbiorczych na liniach zelektryfikowanych.

Do tych zadań przewiduje się lokomotywy spalinowe o mocy 75, 150, 350, 800, 1600 i 2400 KM, ewentualnie w dalszej przyszłości także o mocy 1200 i 3200 KM, oraz wagony spalinowe jednosilnikowe o mocy 350 i 800 KM — przewidziane do użytku jako pojedyncze jednostki jak również w postaci składów kombinowanych z różnych ilości wagonów motorowych i przyczepnych, oraz wagony spalinowe tzw. autobusy szynowe — o mocy 150 KM i 2 × 150 KM (patrz zestawienie na tablicy 6).

Producenci taboru spalinowego

Lokomotywy od 800 KM wzwyż budować będzie Fabryka Lokomotyw im. Dzierżyńskiego w Chrzanowie (Fablok).



Rys. 14. Dwunastocylindrowy silnik 1DVSa/31-350, o mocy 350 KM przy 1500 obr/min. produkcji Zakładów Mechanicznych im. Nowotki w Warszawie (Wola).

Lokomotywy małej mocy, tj. około 350 KM, które już w tej chwili budowane są w Fabloku, być może w przyszłości przejmie Chorzowska Wytwórnia Konstrukcji Stalowych (Konstal).

Lokomotywy najmniejszych mocy — do 350 KM, budować będą Zakłady Naprawcze Taboru Kolejowego (ZNTK) w Poznaniu.

Wagony spalinowe budują Zakłady H. Cegielski w Poznaniu, a tzw. autobusy szynowe mają być budowane w ZNTK w Poznaniu. Wagony spalinowe wąskotorowe wykonuje ZNTK we Wrocławiu. Budowa wieloczołowych spalinowych pociągów ekspresowych nie jest przewidziana w najbliższych latach.

Silniki trakcyjne pochodzić będą z Zakładów im. Nowotki w Warszawie, głównie jednak z Zakładów H. Cegielski w Poznaniu, które również są przewidziane jako producent przekładni hydraulicznych wg licencji radzieckiej, dla lokomotyw o mocy 350 KM i 750 ÷ 1200 KM. Przekładnie hydrauliczne typu wagonowego w najbliższych latach nie będą produkowane w kraju.

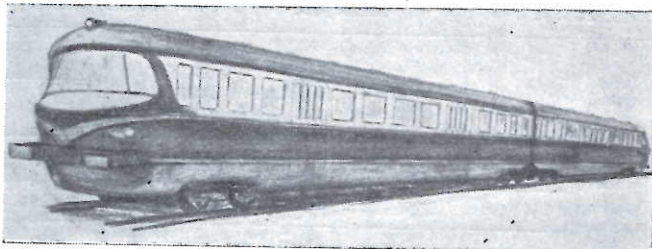
Silniki trakcyjne

W tej chwili przemysł nasz dysponuje trzema silnikami stosowanymi do trakcji kolejowej. Pierwszy to silnik S324 o mocy 75 KM przy 1500 obr/min., produkcji W. S. W. w Andrychowie. Drugi to silnik 1DVSa/31-350, o mocy 350 KM przy 1500 obr/min. (rys. 14), produkowany przez Zakłady im. Nowotki w Warszawie, stosowany w loko-

motywach 9D z przekładnią hydrauliczną (rys. 16) oraz lokomotywach 1D z przekładnią elektryczną (rys. 15). Ten sam silnik zastosowany został do wagonu spalinowego 5M, który przewidziany jest do obsługi ruchu lokalnego jako wagon pojedynczy oraz z jedną lub dwoma przyczepami (rys. 17), a także w kombinacji: dwa motorowe + dwa przyczepne. Trzeci silnik, również z Zakładów im. Nowotki to S540 o mocy 150 KM przy 1800 obr/min. i cylindrach pochylonych o 30° do poziomu, a więc nadający się jako wagonowy silnik podpodłogowy. Projektuje się zastosowanie czterech takich silników w dwuwagonowej jednostce spalinowej typu 4M (rys. 18), oraz jednego w wagonie typu 9M (autobus szynowy).

Produkcja silników większej mocy jest dopiero w przygotowaniu. Mianowicie wg dokumentacji Centralnego Biura Konstrukcji Silników Spalinowych w Warszawie zbudowany został w Zakładach H. Cegielski praprototyp jednocylinnowy oraz prototyp 8-cylindrowy silnika doładowanego średnioobrotowego (1000 do 1100 obr/min.), o średnicy cylindra 220 mm. Stanowi on zaczątek rodziny silników typu C22, które byłyby budowane w układach 8, 12 i 16 cylindrów, o mocach od 800 do 2000 KM.

Natomiast Zakłady im. Nowotki w Warszawie wykonały według dokumentacji własnej praprototyp i kończą obecnie prototyp 12-cylindrowego silnika szybkoobrotowego (1500 obr/min.), o średnicy cylindra 190 mm. Prototyp ten stanowi zaczątek rodziny silników typu CD19, które mogłyby być budowane w układach 4, 6, 8, 12 i 16 cylin-



Rys. 18. Szkic projektowy dwuwagonowej jednostki spalinowej typu 4M z czterema silnikami podpodłogowymi S560.

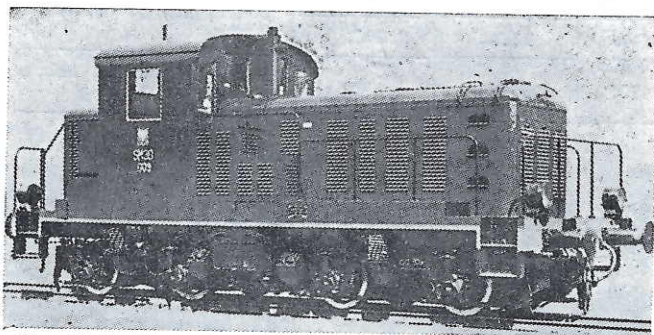
drowych, o mocach od 260 do 1600 KM, a przy wysokim doładowaniu nawet do 1800 KM.

Jak już uprzednio wspomniano, na świecie stosuje się w kolejnictwie zarówno silniki średnio jak i szybkoobrotowe. Od dawna trwa dyskusja czy dla tego celu lepsze są większe i cięższe silniki średniobieżne (750 ÷ 1100 obr/min.) — oznaczające się dużą żywotnością, czy też delikatniejsze i trudniejsze w produkcji i remoncie ale za to mniejsze i lżejsze silniki szybkoobieżne (1500 obr/min. i więcej). Oczywistym jest, że i poziom techniczny kolejowej służby remontowej musi być brany pod uwagę przy decyzji, który z omawianych typów należy wybrać dla polskich lokomotyw, lub czy też może zastosować oba, pozostawiając im pole do konkurencji. W produkcji wagonów mniejszej mocy pierwszeństwo należy przyznać silnikom szybkoobieżnym, ze względu na mniejsze wymiary — pod warunkiem, że będą to silniki leżące, a więc podpodłogowe.

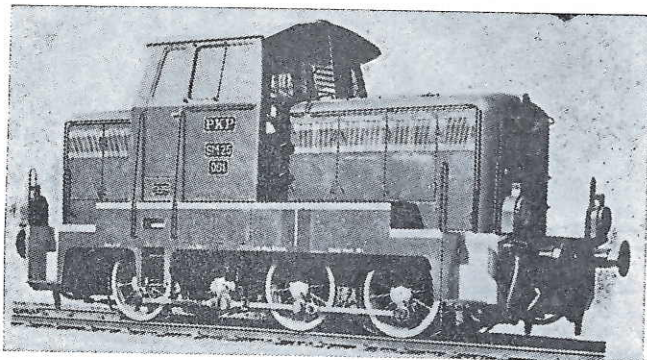
Zakończenie

Trakcja spalinowa nie jest czymś zupełnie nowym w Polsce. Jak już wspomniano w okresie międzywojennym były produkowane doskonałe wagony spalinowe i jeżdżono nimi szybciej niż obecnie. Produkowane dzisiaj lokomotywy o mocy 350 KM i kursujący prototyp wagonu spalinowego 5M nie mogą absolutnie zadowolic. Z całą pewnością można stwierdzić, że rozwojem trakcji spalinowej zajmowano się po II wojnie światowej o wiele za mało.

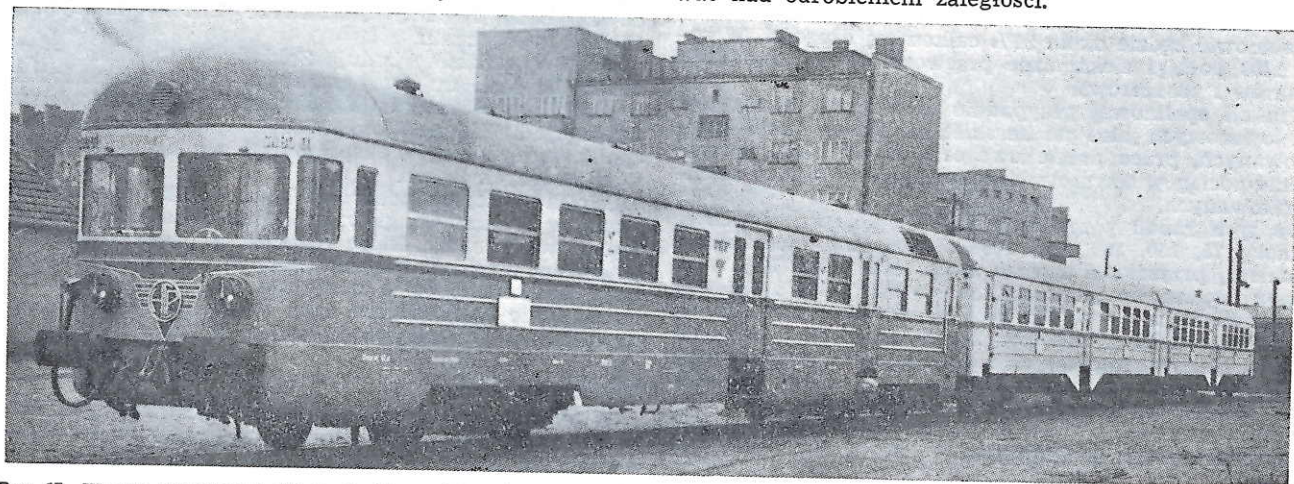
Przyczyn było wiele, między innymi nierozpoznanie tendencji rozwojowych, chęć osiągnięcia natychmiast doskonałości, ciągłe zmiany poglądów, jałowe dyskusje i brak decyzji. Pewne zmiany na lepsze nastąpiły stosunkowo niedawno i są już pierwsze rezultaty nowej polityki w postaci dwóch prototypów silników. Lecz od prototypów silników, co dopiero ukończonych i niewypробowanych, do seryjnej budowy lokomotyw czy motorówek jest niestety jeszcze daleka droga. Brak między innymi jeszcze przekładni tak hydraulicznych jak i elektrycznych i całego szeregu wyposażenia. Jednym słowem pod względem trakcji spalinowej kraj nasz jest o dobrych parę lat spóźniony i to zarówno w stosunku do Ameryki i Zachodniej Europy, jak również ZSRR i niektórych krajów Demokracji Ludowej. Na najpilniejsze więc potrzeby trzeba importować lokomotywy i wagony spalinowe z Węgier i niewielkie ilości z ZSRR. Jest to fakt niezmiennie przykry, jeżeli wziąć pod uwagę, że w kraju posiadamy wielki przemysł taborowy i stare a dobre tradycje w tej dziedzinie. Dziś nie pozostaje nic innego jak usilnie pracować nad odrobieniem zaległości.



Rys. 15. Lokomotywa spalinowa 1D z silnikiem 1DVSA/31—350 i przekładnią elektryczną.



Rys. 16. Lokomotywa spalinowa 9D z silnikiem 1DVSA/31—350 i przekładnią hydrauliczną.



Rys. 17. Wagon spalinowy 5M z silnikiem 1DVSA/31—350 i przekładnią hydrauliczną wraz z dwoma wagonami doczepnymi 43A.

Mgr inż. Zbigniew Łukomski

Wykonanie pierwszego polskiego silnika trakcyjnego

Wstęp

Rok 1961 zapisał się w historii Zakładów H. Cegielski i polskiego przemysłu osiągnięciem znanym dotychczas tylko niewielkiemu gronu zainteresowanych. W grudniu ubiegłego roku ukończono prototyp 8-cylindrowego silnika, pierwszego z rodziny silników trakcyjnych typu C22 (rys. 1), które mają być stosowane w polskich lokomotywach spalinowych. Biorąc pod uwagę fakt naszego zaoferowania w dziedzinie trakcji spalinowej, wykonanie tego prototypu jest pierwszym pozytywnym krokiem do odrobienia zaistniałych zaległości.

Charakterystyka silnika

Dokładne opisy techniczne silników rodziny C22 są znane Czytelnikowi z innych artykułów, powtórzone więc zostaną tutaj tylko ich główne wielkości charakterystyczne:

moc z jednego cylindra	100 KM
ilość cylindrów	8
układ cylindrów	widlasty
średnica tłoka	220 mm
skok tłoka	270 mm
obroty	1000 obr./min.
średnie ciśnienie użyteczne	8,8 kG/cm ²
stopień sprężania	14,5
pojemność skokowa	10,21
zużycie paliwa	ok. 160 g/KWh

Silnik 8C22 jest pierwszym z serii prototypowej liczącej pięć sztuk. Pierwsze pięć silników są wykonywane w dwu wersjach — z przystosowaniem do przekładni elektrycznej i przekładni hydraulicznej.

Silnik nr 1 jest przystosowany do przekładni elektrycznej. Pozostałe cztery silniki — jeden do przekładni elektrycznej i trzy do przekładni hydraulicznych — zostaną ukończone w 1962 r. W tym też roku wszystkie pięć silników poddanych zostanie próbom ruchu i obciążenia. Drobiazgowo i wszechstronnie próby jakimi poddane zostaną silniki na przestrzeni roku 1962, pozwolą na ujawnienie i usunięcie ewentualnych niedociągnięć oraz wprowadzenie ulepszeń tak, że w roku 1963 przystąpi się do wykonania pierwszych serii produkcyjnych.

Lokalizacja produkcji i przyszły rozwój

Produkcja silników C22 została rozpoczęta w Fabryce Obrabiarek, która buduje również pewne ilości silników agregatowych o tej samej średnicy cylindra. Na przełomie roku 1963—64 rozpocznie się przeniesienie tej produkcji do nowej fabryki, która w tej chwili jest w budowie. W nowych pomieszczeniach nastąpi stopniowy wzrost produkcji do docelowej ilości około 5000 cylindrów rocznie.

Rozpoczęcie produkcji silników w Fabryce Obrabiarek miało na celu opanowanie tej produkcji, przygotowanie technologii, pomocy warsztatowych i podstawowych kadr dla nowej fabryki, aby rozruch nowego obiektu inwestycyjnego odbył się szybko i sprawnie.

Dokumentacja konstrukcyjna

Dokumentację konstrukcyjną opracowało Biuro Konstrukcyjne Silników Spalinowych w Warszawie. W 1959 r. opracowano rysunki jednocylindrowego silnika doświadczalnego 1C22, który został wykonany w 1960 r. W czwartym kwartale tegoż roku, a więc zanim rozpoczęły się próby silnika doświadczalnego, dostarczono już dokumentację na silnik 8-cylindrowy. Stąd prawie przez cały rok 1961 nadchodziły poprawki a nawet nowe rysunki.

Zmianom, niekiedy nawet dwukrotnym, ulegały takie części i zespoły jak: tłoki, tuleje cylindrowe, głowice, przewody wodne, wałki rozrządu, wał korbowy, korbowody, układ regulacyjny i inne. Utrudniało to bardzo pracę Biura Technologicznego i samo wykonawstwo. Niemniej sposób ten pozwolił na wcześniejsze uzyskanie prototypu. Pokonując te trudności, załoga przyczyniła się w dużej mierze do osiągnięcia postawionego zadania.

Opracowanie technologiczne

Opracowanie technologiczne objęło około 800 części rysunkowych i 200 znormalizowanych. Dla serii prototypowej zaprojektowano i wykonano 125 przyrządów i uchwytów oraz ponad 100 sprawdzianów i narzędzi specjalnych.

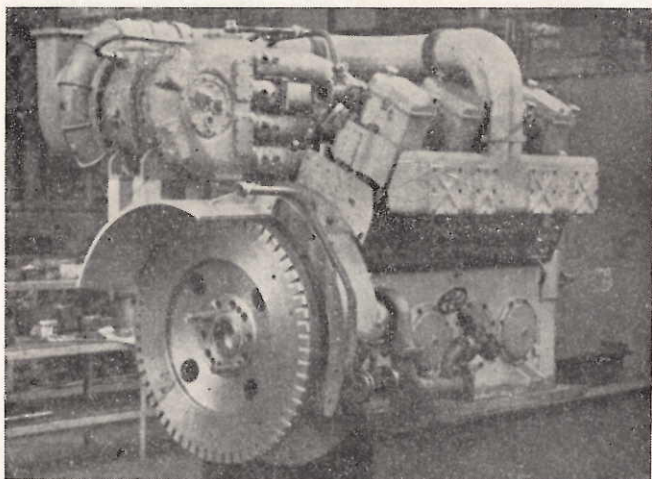
W trakcie obróbki okazało się, że dokumentacja technologiczna została opracowana bardzo poprawnie.

Obróbka

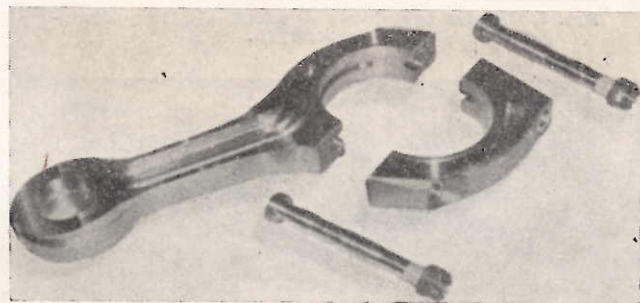
Obróbka części przebiegała na ogół sprawnie i nie sprawiała warsztatowi mechanicznemu większych kłopotów od strony technicznej.

Do bardziej ciekawych części, które wykonywano na obróbce mechanicznej należą: korbowód, wałki rozrządu, głowica cylindrowa i wał korbowy.

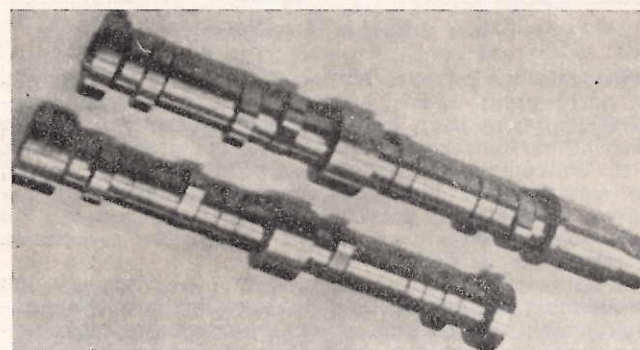
1. Korbowód (rys. 2) — wykonywany był z odkuwki wolnokutej; obróbenie tego skomplikowanego profilu



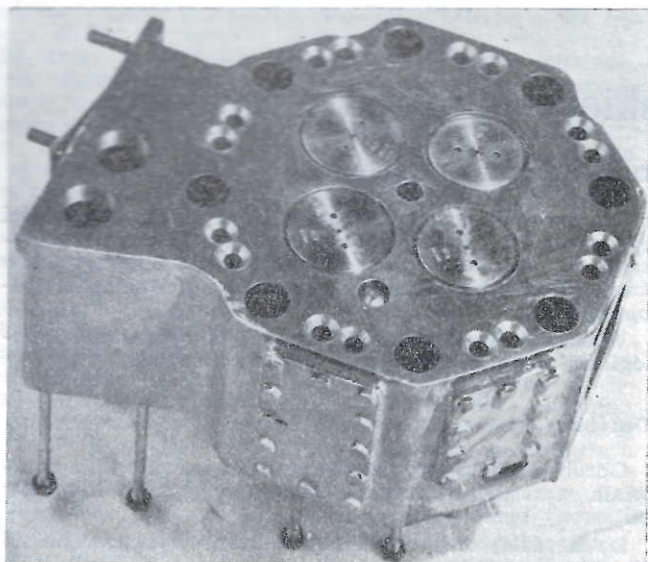
Rys. 1. Widok silnika 8C22 od strony koła zamachowego.



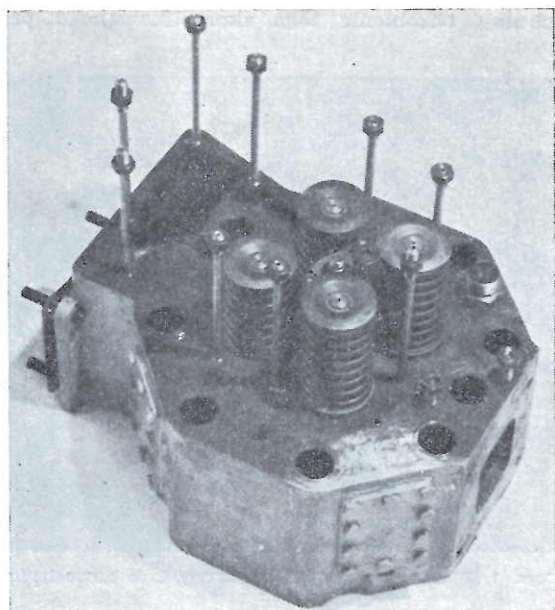
Rys. 2. Korbowód.



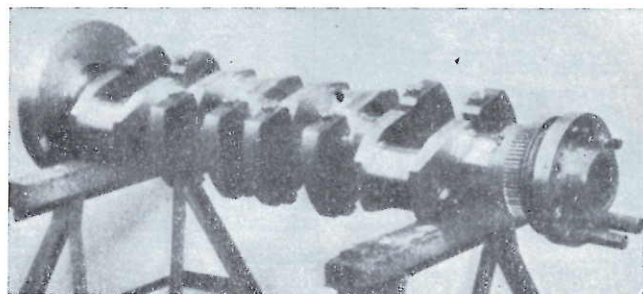
Rys. 3. Wałek rozrządu przed zmontowaniem.



Rys. 4. Głowica cylindrowa — widok od strony komory spalania.



Rys. 5. Głowica cylindrowa — widok od strony dźwigni zaworowych.



Rys. 6. Wał korbowy — zmontowany.

wymagało wykonania około 45 operacji obróbczych. W późniejszym okresie, już przy produkcji seryjnej, korbówód wykonywany będzie z odkuwki matrycowej, co pozwoli na poważne zmniejszenie jego pracochłonności.

2. Wałki rozrządu (rys. 3) — obróbka o tyle ciekawa, że wymagała bardzo szerokiego zakresu kooperacji zarówno zewnętrznej jak i wewnętrznej, co zmuszało do szczególnej uwagi przy ustalaniu terminów wykonania poszczególnych operacji.

3. Głowica cylindrowa (rys. 4 i 5) — interesującym problemem obróbczym było opanowanie hartowania indukcyjnego gniazd zaworowych. Po przeprowadzeniu szeregu prób hartowania i wprowadzeniu zmian w kolejności poszczególnych operacji obróbczych, wyeliminowano

występujące początkowo pęknięcia i deformacje tych gniazd.

4. Wał korbowy (rys. 6) — oprócz operacji szlifowania czopów głównych i korbowych wykonywanej w kooperacji przez Zakłady „Zgoda”, pozostałe operacje obróbcze w liczbie 46 wykonane były w całości w Fabryce Obrabiarek. Fakt ten jest tym bardziej do podkreślenia, że ze względu na swój dotychczasowy profil produkcji, Fabryka ta nie posiada żadnych specjalnych urządzeń i obrabiarek dla tego typu wyrobów.

Kooperacja zewnętrzna

Dużo kłopotów spowodowały braki powstające z winy wad materiałowych, chodzi tu szczególnie o odlewy na głowice, które podlegają dwukrotnym próbom wodnym na szczelność — po obróbce wstępnej i po wykonaniu na gotowo. Dla przykładu można podać, że na 36 głowic dostarczonych przez Instytut Odlewnictwa w Krakowie tylko dwie okazały się dobre. Lepszą ocenę uzyskały głowice odlane przez Pomet.

Ponadto kooperacja obejmowała różnorodne usługi jak honowanie tulei cylindrowych w Pucku, frezowanie i szlifowanie profilowe wałków rozrządu w Warszawskim Zakładzie Mechanicznym nr 2, szlifowanie wałów korbowych w Zakładach Urządzeń Technicznych „Zgoda” — Świętochłowice, cynkowanie przewodów wodnych w Inowrocławskiej Fabryce Sprzętu Rolniczego i inne.

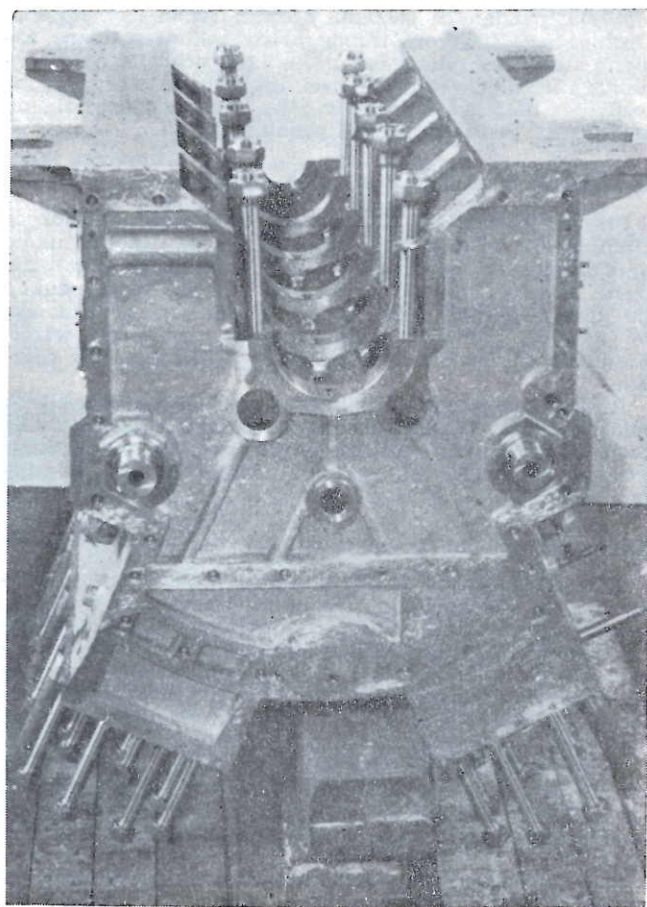
Jako szczególnie przychylny i pełen zrozumienia stosunek kooperanta należy wymienić Zakłady Mechaniczne w Pucku, którym tą drogą składamy podziękowanie.

Kooperacja wewnętrzna

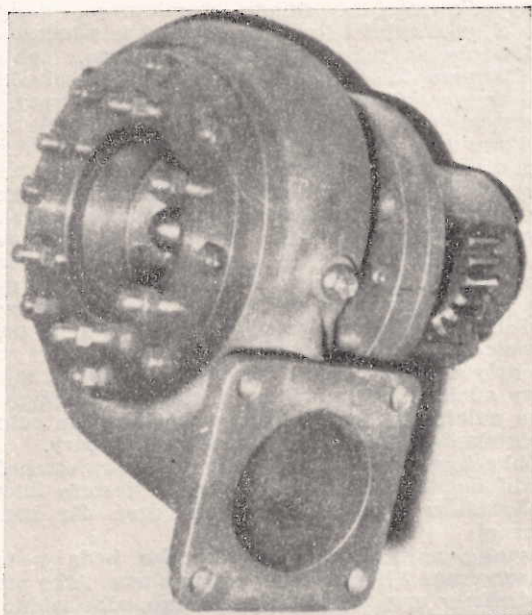
Kooperacja wewnątrz-zakładowa obejmowała następujące prace. Fabryka Silników wykonała spawany korpus silnika (rys. 7). Ten skomplikowany zespół świadczy o umiejętnościach spawaczy. Natomiast Fabryka Narzędzi wykonała szereg zespołów jak: pompy olejowe, pompę wodną (rys. 8), napędy tachometru i regulatora liczby obrotów oraz inne.

Import

Osobny rozdział stanowią dostawy z importu. Dla serii prototypowej trzeba było sprowadzić z zagranicy: pompy paliwowe, wtryskiwacze z końcówkami, tłumik drgań wa-



Rys. 7. Spawany korpus silnika.



Rys. 8. Pompa wodna.

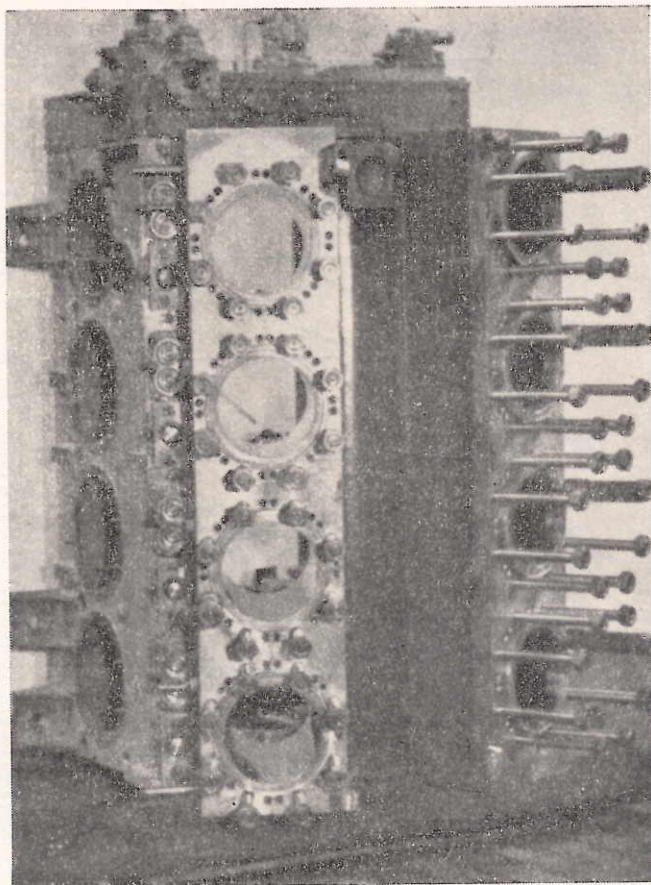
tu korbowego, turbosprężarkę, regulatory obrotów, sprężyny zaworowe, chłodnice oleju i tłoki z pierścieniami.

Ze względu na krótki odstęp czasu od momentu ukończenia dokumentacji konstrukcyjnej, czyli od daty złożenia zamówień, do terminu wykonania pierwszego silnika, CBKSS, które zajmowało się tą sprawą, miało poważne trudności z ulokowaniem zamówień. Potwierdzone terminy dostaw na październik i listopad, w większości nie były dotrzymywane i dosłownie prosto z wagonu dostawy szły na montaż. Regulatora obrotów nie otrzymano jeszcze do dzisiaj i dlatego wykonuje się urządzenie do ręcznej regulacji.

Montaż

Montaż, którego jedna z faz pokazana jest na rys. 9, przebiegał bardzo szybko i sprawnie, można powiedzieć rekordowo, jeśli weźmie się pod uwagę, że było to wykonanie prototypowe.

Ta łatwość z jaką montaż uporał się ze swoim zadaniem wynikała z faktu poprawnego wykonania części przez obróbkę mechaniczną i w dużej mierze z doświadczenia nabytego przy montażu 1C22.



Rys. 9. Blok cylindrowy w trakcie montażu.

Próby ruchu, które odbyły się w kwietniu 1962 r. wykazały poprawność montażu i regulacji silnika.

Zakończenie

Artykuł ma na celu wstępne zapoznanie Czytelnika z zagadnieniem uruchamiania produkcji silników trakcyjnych w HCP. W przyszłości ukazać się dalsze artykuły ujmujące bardziej szczegółowo różne zagadnienia produkcji silników rodziny C22 oraz wyniki ich prób i badań.

Dr inż. ADAM KRĘGLEWSKI

Uwagi o silnikach CD19 i C22

Wstęp

Artykuł niniejszy równolegle omawia silniki rodziny CD19 i C22. Silniki te były i są przewidziane przede wszystkim dla trakcji spalinowej. Ponieważ Ministerstwo Komunikacji przestało w roku 1957 kupować parowozy, a elektrowozy mogą je zastąpić tylko na liniach zelektryfikowanych, powstała luka w produkcji jednostek trakcyjnych dla pozostałych linii.

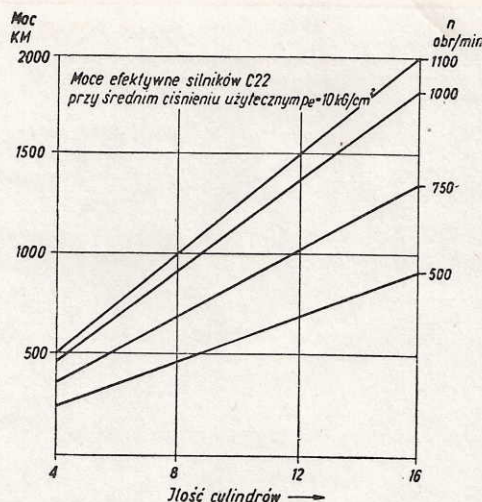
Potrzeby kolei wskazywały na to, że lukę tę trzeba zapełnić jak najwcześniej. Ponieważ przemysł nie podjął do tego momentu żadnych poważnych kroków w kierunku rozwoju własnych konstrukcji, lokomotyw spalinowych i silników, zdawało się, że na wykonanie i próby własnych konstrukcji silników i przekładni nie ma czasu, że trzeba sięgnąć do konstrukcji obcych, do licencji. Przewlekłe pertraktacje o licencje nie dały wyników. Dopiero niedawno zapadła decyzja budowy własnych silników, zdecydowano też po długich wahaniach miejsce produkcji silników, to jest Zakłady H. Cegielski w Poznaniu dla C22 i Zakłady im. Nowotki w Warszawie dla CD19.

Silniki doświadczalne obydwóch rodzin silników to jest CD19 i C22 są w wypróbowaniu i dały, o ile chodzi o konstrukcję, wyniki niezłe; pierwszy silnik 8-mio cylindrowy C22 jest gotowy, a pierwszy silnik 12-cylindrowy będzie wykonany w połowie br. Warunki startu są pod względem czasu dla obydwóch typów mniej więcej równe.

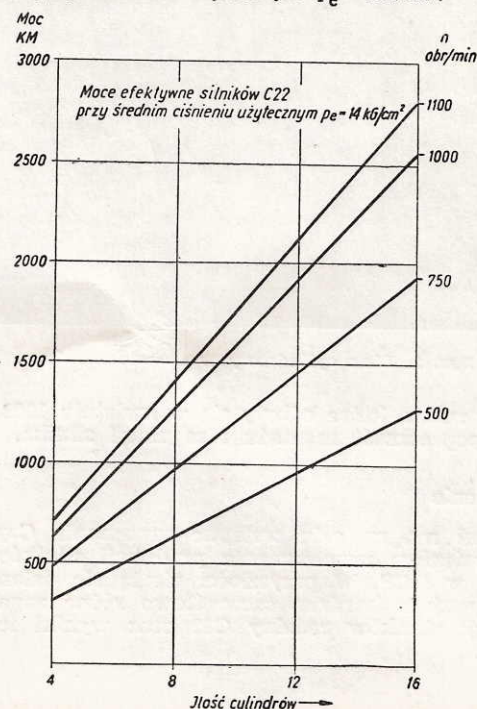
Zasięgi mocy efektywnej obydwóch silników podane są na wykresach rys. 1 i 2 oraz rys. 3 i 4, dla różnej ilości cylindrów, różnej wysokości doładowania i różnych ilości obrotów.

Tablica 1 podaje moce silników zagranicznych, zastosowanych w trakcji spalinowej różnych krajów. Z porównania wynika, że założenia polskich silników są w stosunku do obecnych konstrukcji zagranicznych właściwe.

Moce obydwóch typów różnią się tylko o 10%, można by wobec tego postawić pytanie, czy rozwijanie dwóch tak bliskich sobie co do mocy typów jest racjonalne. Co do innych parametrów, obrotów, ciężarów, wysokości, długości — silniki się tak różnią, że jeden i drugi typ znajdzie zastosowanie w właściwym miejscu, o czym mowa będzie później.



Rys. 1. Wykres mocy efektywnych silników C22 przy ciśnieniu użytecznym $p_e = 10 \text{ kg/cm}^2$.



Rys. 2. Wykres efektywnych mocy silników C22 przy ciśnieniu użytecznym $p_e = 14 \text{ kg/cm}^2$.

Konstrukcja

Nie będzie się tutaj rozpatrywać szczegółów konstrukcyjnych. Istniała dostateczna ilość podkładek i wzorów aby można się spodziewać, że nie popełniono zasadniczych błędów. Konstruktorzy CD19 mieli zadanie cokolwiek łatwiejsze, ponieważ mogli się oprzeć na doświadczeniach swej fabryki w produkcji silników.

Silniki CD19 posiadają rozwidlenie cylindrów pod kątem 90° . Daje to silnik niski, o obrysie dla lokomotywy korzystnym; konstrukcja ta utrudnia w 12-to cylindrowych silnikach, których będzie większość, dostateczne wyrównanie mas w kierunku poziomym. Moment obrotowy 12-to cylindrowego silnika będzie mniej wyrównany, niż przy rozwidleniu pod kątem 60° ; może to również wpłynąć na ilość szczytów rezonansowych. Istnieje też pewna obawa o dostateczną sztywność w kierunku poziomym korpusu CD19 wobec większych wypadkowych sił poziomych. Rozwidlenie C22 jest natomiast ściśle prawidłowe jedynie dla 12-to cylindrowego silnika.

Technologia i materiał

Precyzja i jakość wykonania, technologia i materiał decydują w większej mierze o żywotności silnika aniżeli konstrukcja.

Rozpatrując to zagadnienie w poszczególnych ważniejszych zespołach posługiwać należy się częściowo wynikami prób silników doświadczalnych.

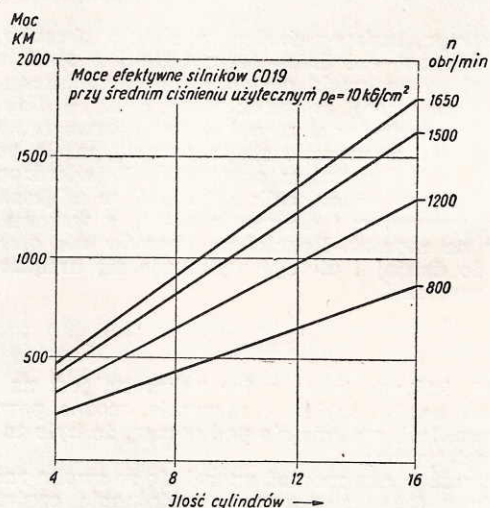
Tuleja cylindrowa — należałoby odejść od tulei lanych,

od przypadkowości ich składu chemicznego, struktury, twardości, porowatości i przejść również w silnikach C22 zdecydowanie na tuleje stalowe, chromowane lub azotowe. Pierwsza tuleja na silniku 1C22 wykazała kilkakrotnie za wysokie zużycie, już po 200 godz. pracy. Słusznie zastosowano w silnikach CD19 od razu tuleje azotowane, które dały np. w silnikach MGO znakomite wyniki.

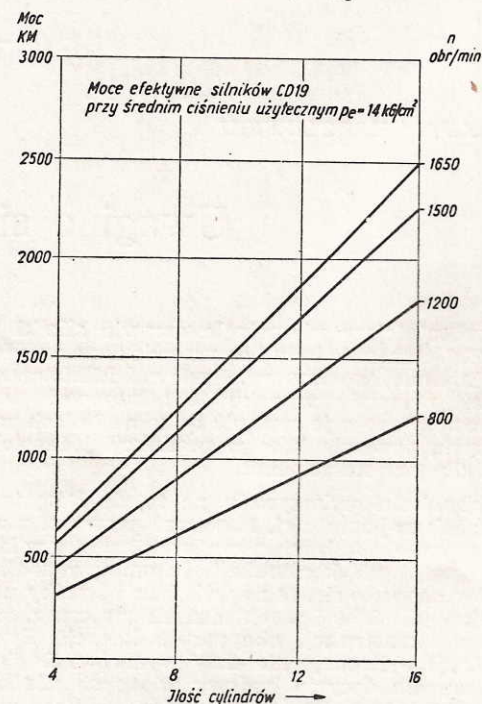
Aluminiowe głowice silnika CD19 są z punktu widzenia naprężeń cieplnych korzystne, można mieć jednak pewne obawy co do trwałości wprasowanych gniazd zaworowych. Kształty kanałów wlotowych i wylotowych są w silniku CD19 korzystne i powinny się przyczynić do pełniejszego przepływania silnika i do lepszego spalania na skutek zawirowania ładunku. Należałoby w jednym i drugim silniku zbadać, czy nie dałoby się pokrywy głowic ukształtować w ten sposób, by zawory wtryskowe były w czasie ruchu dostępne, jak to ma miejsce np. przy silniku Ventur'a firmy Paxmann. Sprężyny zaworowe należałoby przewidzieć z powłoką dla ochrony przed działaniem wody i kondensującej się pary.

Obróbka termiczna wału i hartowanie powierzchniowe oraz szlifowanie wału wymagać będzie jeszcze intensywnych studiów i odpowiednich urządzeń dla kontroli technicznej.

Jednym z najtrudniejszych zespołów będą panewki wału korbowego i korbowodu, trójmetalowe. Albo producenci silników urządzią się odpowiednio, albo oddać będzie trzeba ich wykonanie wyspecjalizowanym mniejszym producentom.



Rys. 3. Wykres mocy efektywnych silników CD19 przy ciśnieniu użytecznym $p_e = 10 \text{ kg/cm}^2$.



Rys. 4. Wykres efektywnych mocy silników CD19 przy ciśnieniu użytecznym $p_e = 14 \text{ kg/cm}^2$.

TABLICA 1.

Zestawienie ważniejszych trakcyjnych silników kolejowych o mocy zbliżonej do 100 KM/cyl.

Średnica cylindra „d” mm	Skok tłoka „s” mm	Obroty silnika „n” obr./min.	Moc z cylindra „N” N/cyl. KM	Ciśnienie użyteczne „P _e ” kg/cm ²	Silniki o mocy 600–1200 KM				Silniki o mocy 1400–2000 KM				Producent – kraj
					typ	ilość cylindrów	moc w KM	ciężar w kg/KM	typ	ilość cylindrów	moc w KM	ciężar w kg/KM	
160	200	1500	42,0	6,20	GTO56A	—	—	—	—	—	—	—	Maybach-NRF
”	”	”	66,5	9,95	GTO6A	12	800	4,1	—	—	—	—	
160	200	1400	37,5	6,00	RU	—	—	—	—	—	—	—	Werkspoor-Hollandia
”	”	”	54,0	8,65	RUB 1616	16	870	7,5	—	—	—	—	
”	”	”	62,5	10,00	RUHB 1616	12	750	7,0	—	—	—	—	
”	”	”	62,5	10,00	RUHB 1616	16	1000	6,5	—	—	—	—	CSR
170	190	1400	58,5	8,80	K12V	12	700	—	—	—	—	—	
170	240	1100	37,5	5,65	170/240	16	600	—	—	—	—	—	Węgry
175	180/192	1500	50,0	6,66	V16	16	600	6,4	—	—	—	—	MGO-Węgry
”	”	”	62,5	8,33	V12AS	12	750	5,7	—	—	—	—	
”	”	”	68,5	9,18	V12ASH	12	825	5,2	—	—	—	—	
”	”	”	75,0	10,00	V8ASHR	8	600	5,4	—	—	—	—	
”	”	”	87,5	11,66	V8ABSHR	8	700	4,8	V16BSHR	16	1400	4,3	
175	205	1500	50,0	6,80	MB820B	12	700	2,5	—	—	—	—	Daimler Benz-NRF
”	”	”	72,5	9,70	MB820Bb	12	1000	2,8	—	—	—	—	
”	”	”	92,0	11,20	MB820Db	8	770	3,0	—	—	—	—	
”	”	”	92,0	11,20	MB820Db	12	1150	3,0	—	—	—	—	
180	200	1500	60,0	6,90	M601	12	700	—	—	—	—	—	ZSRR
185	200	1600	72,0	7,33	MD645	12	850	5,0	—	—	—	—	Maybach-NRF
”	”	1600	125,0	12,65	MD435	8	1000	3,6	MD865	16	2000	2,9	
”	”	1670	150,0	14,40	—	—	—	—	MD656	12	1800	2,5	
”	”	1800	187,5	14,10	—	—	—	—	MD441	8	1500	3,1	Zakł. im. Nowotki-Polska
190	215	1500	66,5	6,50	12CD19	12	800	4,7	—	—	—	—	
”	”	”	88,5	8,70	12CD19	12	1060	3,8	—	—	—	—	
”	”	”	100,0	9,00	12CD19	12	1200	3,3	—	—	—	—	
”	”	”	112,5	11,00	12CD19	12	1350	3,0	16CD19	16	1800	2,9	
190	220	1200	71,0	8,50	T12a	12	850	—	—	—	—	—	SGP-Austria
197	216	1500	117,0	10,80	Ventura	—	—	—	12YJC	12	1410	2,7	Davey Paxmana a. Co. Ltd.
”	”	”	117,0	10,80	—	—	—	—	16YJC	16	1870	2,7	
200	250 (dwusuw)	750	60,0	5,09	T12M625	12	720	8,6	—	—	—	—	Deutz-NRF
215	260	1150	115,0	9,10	—	—	—	—	RUH215	16	1830	12,3	Werkspoor-Hollandia
”	”	”	150,0	12,45	RUHB215	6	900	11,0	RUHB215	12	1800	9,8	
220	270	100/1100	68,0	6,00	12C22	12	820	10,8	—	—	—	—	Zakł. H. Cegielski-Polska
”	”	”	100,0	8,80	8C22	8	800	7,9	16C22	16	1600	7,2	
”	”	”	125,0	11,00	—	—	—	—	16C22	16	2000	5,8	Sulzer-Szwajcaria
220	290	950	120,0	10,30	6LDA22C	6	725	7,2	—	—	—	—	
230	270	1000	70,0	5,45	2312	12	840	10,8	—	—	—	—	FIAT-Włochy
”	”	”	110,0	8,55	238S	8	880	8,4	2316S	16	1760	6,9	
”	”	”	142,0	11,40	236SS	6	850	7,0	2312SS	12	1700	5,7	
230	300	750	62,0	6,40	M301	8	530	14,8	—	—	—	—	MAK-NRF
”	”	”	100,0	9,60	M301A	8	800	10,1	—	—	—	—	
”	”	”	108,0	10,40	M301C	8	870	9,3	—	—	—	—	
”	”	”	125,0	12,00	M301CK	6	750	8,9	—	—	—	—	
240	280	1050	220,0	14,40	—	—	—	—	8LVA24	8	1750	6,0	Sulzer-Szwajcaria
248	267	900	80,0	5,40	IV12	12	830	17,8	IV16	16	1320	13,8	Mirreles-Anglia
”	”	”	114,0	7,80	IS8	8	800	13,2	IVS16	16	1600	11,4	
”	”	”	142,0	9,70	ISS6	6	840	9,8	IVSS12	12	1680	8,6	

Dla produkcji wysokowartościowych pierścieni tłokowych (częściowo chromowanych) powinno Ministerstwo Przemysłu Ciężkiego wytypować specjalną fabrykę.

Jeśli chodzi o korpusy, to Zakłady im. Nowotki mają pewną tradycję w wykonaniu odlewów aluminiowych. Jednak korpus silnika CD19 jest bardzo skomplikowany, przyszłość okaże, czy nie będzie za dużo braków. Jest to konstrukcja lekka, ale bardzo droga (materiał deficytowy). Niski ciężar może być ważnym dla celów specjalnych; w kolejnictwie lekkości lokomotywy w stosunku do jej mocy na haku należy szukać raczej w innym kierunku.

Produkcja silników w Polsce jest trudniejsza aniżeli za granicą, ponieważ przemysł nie ma możliwości korzystania narazie z pomocy wyspecjalizowanych producentów zespołów. Dla pierwszych silników zakupuje się duży asortyment części i zespołów w zagranicznych fabrykach specjalnych; jest to na początek słuszne, jednak wkrótce będziemy musieli z tym skończyć, po prostu ze względów dewizowych. Będzie trzeba zdecydować w możliwie krótkim czasie, gdzie poszczególne zespoły produkować,

czy to na podstawie własnych prób, badań i doświadczeń, czy też na podstawie licencji.

Dotychczasowe próby i doświadczenia

1. Silnik C22. Badanie silnika 1-no cylindrowego nie może dać ostatecznych wyników; próby cylindra bez doładowania były wykonane marginesowo, wychodząc z słusznego założenia, że silnik bez doładowania (z wyjątkiem w zastosowaniu dla lokomotyw przetokowych) nie ma dziś już większego znaczenia, a doładowanie można przy 1-no cylindrowym silniku przeprowadzić tylko przy pomocy dławienia wylotu i oddzielnie napędzanej sprężarki. Turbosprężarka bowiem przy pracy z jednym cylindrem nie osiąga dostatecznej sprawności termicznej. Stąd szeroko zakrojone badania najkorzystniejszych kątów otwarcia zaworów mają ograniczoną wartość. Badania prowadzone były z natury rzeczy przy mało zmieniającym się ciśnieniu i wydatku powietrza doładowanego, które to parametry przy pracy z turbosprężarką zależą od obciążenia silnika. Zużycie paliwa w zależności od obciążenia może mieć również inny charakter. Zresztą

należy uwzględnić, że zużycie paliwa jednocylinrowego silnika jest zawsze wyższe z racji większych strat mechanicznych. Bez przeciwcisnienia, zużycia paliwa silnika doładowanego z obcego źródła wynosiło około 160 g/KMh, a przy przeciwcisnieniu (dławieniu) 0,2 at, które daje turbina, rozchód jest około 8 ÷ 10 % wyższy. Osiągnięcia średniego użytecznego ciśnienia 8,5 kG/cm² bez doładowania, chociaż przy horrendalnym zużyciu paliwa, wskazuje na dobre przepłukanie i ładowanie cylindra.

Nie mniej ważną sprawą jest stan elementów silnika po przepracowaniu 194 godz. Pod tym względem sprawa wygląda mniej dobrze.

Waż korbowy wykazał na powierzchni czopów rysy powierzchniowe biegnące wzdłuż tworzących. Materiał i końcowa obróbka termiczna nie były właściwe.

Zatarcia łożysk zdają się wskazywać na materiał o niewłaściwej strukturze. Kilkakrotnie za wysokie zużycie tulei cylindrowej dowodzi, że materiał tulei był nieodpowiedni, a poza tym wątpliwości budzi czystość smaru i jakość filtra olejowego.

Materiał tłoka jest nieodpowiedni, co spowodowało wyłupanie drobnego kawałka, rysy i zbyt szybkie wybijanie rowków pierścieni tłokowych.

Materiał głowicy jest również nieodpowiedni, o czym świadczy pęknięcie w przylgni zaworu zasilającego. Należałoby pomyśleć o stelitowaniu gniazd.

Dwa razy pękła sprężyna wewnętrzna tego samego zaworu.

Ogólnie można powiedzieć, że główne części silnika wykazały po krótkiej pracy (194 godz.), w tym częściowo przy niskich obrotach i obciążeniach, takie usterki, że nie rokowałyby silnikowi dużej żywotności. Większość tych niedomagań spowodowana była pośpiechem w wykonaniu silnika doświadczalnego, skutkiem tego przyjęto nieodpowiednie materiały. Był to zresztą pierwszy silnik wykonany w Fabryce Obrabiarek Zakładów H. Cegielski. Należy się spodziewać, że seria prototypowa będzie znacznie lepsza.

2. Silnik CD19. Pierwsze zasadnicze trudności zostały spowodowane przez nadmierne zużycie pierścieni tłokowych, stwierdzone już po 50 godz. pracy silnika. Sprobowane pierścienie szwajcarskie wykazały zużycie niewiele mniejsze. Dopiero z chwilą zastosowania intensywniejszego natrysku oleju na gładź cylindrową zużycie to zostało doprowadzone mniej więcej do normy. Dobór składu materiałowego pierścieni żeliwnych oraz tłoków przy współpracy z tulejami azotowanymi wymaga obszerniejszego studium.

Pomimo to, już po 2-ch miesiącach silnik bez doładowania osiągnął przy 1500 obr/min 133 KM, tj. $p_e = 6,5$ kG/cm² przy zużyciu 170 ÷ 190 g/KMh. Osiągnięto również moc przeciążeniową 151 KM, odpowiadającą średniemu użytecznemu ciśnieniu 7,4 kG/cm². Osiągnięto moce i zużycie paliwa zależały w dużym stopniu od stanu technicznego pierścieni i gładzi tulei cylindrowej w chwili pomiaru i wahały się w dość znacznych granicach.

Do lipca 1961 r. silnik pierwszy przepracował 220 godz. Wkrótce potem rozpoczęły się próby drugiego silnika z inną komorą w tłoku. Prowadzone będą równocześnie próby silników z dwiema odmiennymi komorami spalinyowymi.

Niezależnie od tego zostały zamówione w dwóch firmach zagranicznych całkowicie obrobione tłoki z „ponad-eutektycznych odlewów” oraz z kokilowych odlewów o stosunkowo małej zawartości krzemu.

Oprócz tego przewiduje się porównawcze badania pracy tulei cylindrowych, zaworów, sprężyn zaworowych, filtrów olejowych a także i łożysk wału, pochodzących od renomowanych wytwórców zagranicznych.

Próby silnika V2CD19 rozpoczęły się około 1/2 roku później od prób 1C22. Zato od lipca 1961 r. próby CD19 odbywają się równocześnie na 2-ch silnikach próbnych, co pozwala nadrobić opóźnienie w stosunku do silnika C22.

Możliwości rozwojowe silników CD19 i C22

Obracając się w kręgu konwencjonalnych układów nie można się spodziewać wielkiego postępu na skutek doskonalenia konstrukcji, postępu tego szukać należy w rozwoju technologii, ściślej w rozwoju metalurgii i chemii smarów. Jeśli jednak mowa o konstrukcji, to ogólnie zarysowuje się dążenie do wyższych ciśnień użytecznych, mniejsze natomiast w kierunku podniesienia obrotów. Najdalej posunęła się w tym kierunku firma Sulzer (francuska), która oferuje już dziś silniki o ciśnieniu $p_e = 14$ kG/cm² przy 1050 obr/min. Może to być wskazówką dla kierunku rozwojowego silników C22.

Bardzo otwarcie pisała w roku 1959 firma Societe Alsacienne, mianowicie: „Spółka S. A. C. M. postanowiła rozszerzyć wachlarz produkcji silników przez przystąpienie do budowy typu o większych wymiarach cylindra”. Silnik ten konstruowany przy współpracy inżynierów Grosshans i Ollier (M.G.O.) da moce przekraczające obecnie możliwości silnika M.G.O.

Silnik o którym mowa, o koncepcji pokrywającej się z koncepcją MGO, posiadać będzie następującą charakterystykę: układ 12-to i 16-to cylindrowy, średnicę cylindra 230 mm, skok tłoków 220/234 mm, obroty nominalne 1250 na minutę, prędkość tłokową 9,30/9,75 m/sek. moc przy $p_e = 11,7$ kG/cm² 150 KM z cylindra.

Zatem moc silnika 12-to cylindrowego wynosi 1800 KM, a 16-to cylindrowego 2400 KM. Ciężar silnika 12-to cylindrowego wynosi około 10,5 t, 16-to cylindrowego — 16,0 t.

Doświadczenia obecne z silnikami M.G.O. pozwalają twierdzić, że parametry te zostaną osiągnięte z chwilą rozpoczęcia produkcji. Dalszy rozwój pozwoli podnieść moc do 175 KM z cylindra przy tych samych obrotach ($p_e = 13,6$ kG/cm²), następnie do 200 KM z cylindra przy 1300 ÷ 1350 obr/min ($p_e = 14,4$ kG/cm²).

Produkcja nowego typu będzie podjęta z pośpiechem pozwalającym na pierwsze dostawy dla nabywców w 1961 r. Dla silników CD19 ciekawe będą wywoły S.A.C.M. pod tą samą datą: „Przyszłość silnika M.G.O. Postępy w doładowaniu, obniżeniu naprężeń przez ulepszenie chłodzenia w szczególności przez skuteczne chłodzenie tłoków, pozwoliły na wybitne zwiększenie użytecznych średnich ciśnień”.

Przejście z średniego ciśnienia 10 na 11,66 kG/cm² w silnikach typu B.S.H.R. nastąpiło bez zwiększenia ilości ciepła przechodzącego przez jednostkę ścianki cylindra i tłoka; ilość ciepła dodatkowo przechodzącego do ścian komory spalania zostało przejęte przez olej chłodzący tłok. Znamienne są osiągnięte wyniki:

Silnik	A.S.H.R.	B.S.H.R.
p_e — kG/cm ²	10	11,66
ciepło przechodzące do wody — kcal/KMh	290	235
ciepło przechodzące do oleju kcal/KMh	27	70
ciepło przechodzące do wody chłodzącej powietrze — kcal/KMh	45	80
razem:	362	385
temperatura tłoka w rowku pierwszego pierścienia — °C	230	200
średnia temperatura gazów przed turbiną — °C	545	525

Osiągnięcia silników B.S.H.R. pozwalają sądzić, że ich średnie użyteczne ciśnienie nie jest wielkością graniczną i Spółka S.A.C.M. zapowiada na podstawie prób przy ciśnieniach średnich 15 i 16 kG/cm², na rok 1960 osiągnięcie stałego użytecznego ciśnienia 13 kG/cm² i homologację przez O.R.E. silników doładowanych do tego stopnia. Przy tym ciśnieniu osiąga się moc z cylindra 100 KM.

Z tych wywodów wynika jak szybko dokonuje się postęp za granicą. Z faktu tego wynika także absolutna konieczność rozwijania konstrukcji i technologii naszych silników w sposób podobny, by z chwilą rozpoczęcia produkcji nie wyjść na rynek z typami przestarzałymi.

Zastosowanie silników dla różnych celów

Silniki z rodziny CD19 i C22 służyć mogą różnym celom. Ponieważ narazie nie posiadamy, z powodu braku doświadczenia, dostatecznego rozeznania pod tym względem, przytoczono dla przykładu zestawienie fabryki Societe Alsacienne, która buduje podobne silniki wg licencji M.G.O. (patrz tablica 1). Produkcję seryjną tego silnika rozpoczęto w roku 1953, w końcu roku 1958 produkcja doszła do 5400 cylindrów rocznie. Do końca roku 1958 fabryka dostarczyła głównym odbiorcom 1765 silników z 19.600 cylindrami. Podział tej ilości na poszczególnych odbiorców przedstawiony jest w tablicy 2.

Warunki pracy są u poszczególnych odbiorców różne. Dlatego rozpatrywać należy to zagadnienie z punktu widzenia głównych odbiorców polskich silników.

Dla trakcji kolejowej znajduje się w tej chwili w budowie 5 silników 8-mio cylindrowych typu C22 dla lokomotyw 800 KM, które przeznaczone są głównie do pracy przetokowej. Dla służby przetokowej konieczne jest dostosowanie regulacji silnika do częstych przerw w pracy, do bardzo nierównomiernego, choć niskiego obciążenia. Praktyka wykazuje, że silnik lokomotyw przetokowych

TABLICA 2. Podział silników produkcji Societte Alsacienne wg poszczególnych odbiorców, w latach 1953—1958

Odbiorcy silników	Silniki 8 cyl.		Silniki 12 cyl.		Silniki 16 cyl.		Razem	
	ilość silników	ilość cylindrów	ilość silników	ilość cylindrów	ilość silników	ilość cylindrów	ilość silników	ilość cylindrów
Energetyka (agregaty stacyjne)	28	224	59	708	19	304	106	1.236
Przemysł naftowy (rygi wiertnicze i rurociągi naftowe)	424	3.392	136	1.632	12	192	572	5.216
Kolejowa trakcja spalinowa	68	544	764	9.168	125	2.000	957	11.712
Przemysł okrętowy	38	304	85	1.020	7	112	130	1.436
Razem	558	4.464	1.044	12.528	163	2.608	1.765	19.600

(np. lokomotywa D44 kolei francuskich) wykorzystany jest przy przekładni elektrycznej średnio poniżej 40 % swej mocy nominalnej. Dążenie do wysokiego użytecznego ciśnienia, do turbosprężarki o wysokim sprężaniu jest tutaj zupełnie nie na miejscu. Dążyć należy do dostatecznej sprawnej regulacji chłodnicy wody, która powinna przy szybkich zmianach utrzymać możliwie stałą temperaturę wody. Żywotność silnika będzie przy przekładni elektrycznej większa, ponieważ silnik w swych obrotach łatwiej dostosowuje się do zapotrzebowania mocy (zdolność przeniesienia mocy spada w przekładni elektrycznej z pierwszą potęgą obrotów, w hydraulicznej — z trzecią potęgą). Co do samego silnika należy przypuszczać, że obydwie silniki mają regulator dostosowany do obydwóch rodzajów przekładni.

Inaczej rzecz ma się w lokomotywach liniowych. Zagadnienie to wymaga dogłębnego wyświeślenia i będzie omówione obszerniej w ostatnim rozdziale.

W dziedzinie morskiej mogą silniki zarówno rodziny CD19 jak i C22 znaleźć dwojakie, szerokie zastosowanie:

- jako silniki agregatowe napędzające prądnice,
- jako główne silniki napędowe.

Mamy już jasno wyznaczony program budowy silników agregatowych dla potrzeb naszego przemysłu okrętowego, są to silniki rzędowe 3÷8-mio cylindrowe o 500 obr./min. i średnicy cylindra — 220 mm. Wyznaczona jest docelowa produkcja 1900 cylindrów rocznie, a więc pokazna ilość. Obecna konstrukcja silnika agregatowego BAH22 jest przestarzała. Silnik ten wymaga rekonstrukcji. Rekonstrukcja ta powinna pójść w kierunku zastosowania maksymalnej ilości elementów silnika C22. Do rozważenia jest ewentualne zastąpienie silnika BAH22, silnikiem rzędowym C22 przy zmniejszonych oczywiście obrotach, np. 600÷750 obr./min. Byłby to silnik nowoczesny, trwalszy, lżejszy i na skutek tego, pomimo wyższej klasy, tańszy. Silnik ten powinien odpowiadać przepisom Polskiego Rejestru Statków oraz Lloyd'a. Szczególnie też powinien być dostosowany do pracy przy wychyleniach statku w kierunku wzdłużnym i poprzecznym w granicach ustalonych kątów nachylenia.

Z wykresów na rys. 1 i 2 wynika jaki wachlarz mocy silnik C22 osiągnąć może jako główny silnik napędowy. Ciśnienie 13 kg/cm² jest na statku łatwiej osiągalne i to przy mniejszym obciążeniu cieplnym silnika z powodu tego, że na statku powietrza chłodzone jest znacznie chłodniejszą wodą jak na lokomotywie. Można więc dla statków specjalnych liczyć jako moc krótkotwałą do 2600 KM w 16-tu cylindrach.

Dla statków handlowych i technicznych należy obniżyć obroty silnika do 600 ewentualnie 750 obr./min. i śrubę napędzać dwoma silnikami 16-to cylindrowymi poprzez przekładnię i rewers. Wówczas dwa silniki 16-to cylindrowe przy 750 obr./min. i $p_e = 10,7 \text{ kg/cm}^2$ dają 2900 KM, praktycznie 3000 KM. Będą to silniki wysokiej klasy, lekkie, niskie o dużej żywotności, wymagające minimalnej obsługi.

Należy zadecydować, by CBKSS bardzo intensywnie zajęło się przystosowaniem swego silnika do potrzeb napędów morskich, a szczególnie też konstrukcją przełożeń i rewersów. Posiadamy już dość potężną flotę rybacką

i przewidujemy jej silny rozwój w kierunku większych jednostek. Kwestia wypróbowania napędów przekładniowych na razie na własnych statkach, tylko od nas zależy; kwestia bezpieczeństwa praktycznie nie istnieje, dwa silniki dają kilkakrotnie większe bezpieczeństwo od jednego.

Oczywistym jest, że te wywody odnoszą się również do silnika CD19 w zastosowaniu do mniejszych statków.

Z tablicy 2 wynika, że silniki dla ogólnych celów przemysłowych, energetycznych, szczególnie przewoźnych względnie awaryjnych, dalej dla potrzeb wiertnictwa, stacji pomp itd., stanowią 80 % silników M.G.O. o mocy do 450 KVA, będzie to dziedzina głównie dla silnika CD19, a w klasie do 900 KVA ca 19 %, które stanowić będą dziedzinę silnika C22. Wydaje się, że duży popyt miałyby w eksporcie agregaty energetyczne uruchamiane zdalnie lub automatycznie.

Podstawową i nieodzowną przesłanką osiągnięć w tym kierunku będzie odpowiednie zorganizowanie serwisu, obsługi klienta przez odwrotną dostawę części zamiennych. Jest to zagadnienie poważne, przede wszystkim organizacyjne, które tutaj szerzej rozwijane nie będzie.

Przydatność lokomotyw z silnikami C22 względnie CD19

Nad rozwojem trakcji spalinowej w Polsce ciąży jakieś fatum. Jesteśmy w jej rozwoju spóźnieni o szereg lat, właściwie produkcja lokomotyw spalinowych u nas się jeszcze w ogóle nie rozpoczęła. Nad sprawą tą zaciążył brak i odwlekane zasadniczych decyzji. Należy sądzić, że sprawy teraz się posuną szybciej, jednak zaplanowany ilościowy program produkcji do 1965 r. nie będzie zadowalać kolei, a technicznie pozostaniemy w roku 1965 zacofani o około 10 lat.

Tak naprawdę to nie wiadomo co się dzieje za granicą, z jakimi niespodziankami się liczyć trzeba, ale niewątpliwie dokonuje się na świecie wielki postęp i poglądy ulegają szybkiej zmianie. Za granicą inicjatywa budowy nowych typów wychodzi przede wszystkim od przemysłu. Koleje angielskie głosiły swego czasu, że lokomotywa Deltic o mocy 3200 KM zbudowana przez firmę Napier jest za silna i niepotrzebna, dziś kursuje już około 30 takich lokomotyw na sieci kolei angielskich. Do lokomotyw V-300 względnie 320 niemiecka Bundesbahn się nie kwapiła, zainteresowała się nimi dopiero wówczas, gdy firma Krauss-Maffei sprzedała pewną ilość tych lokomotyw do Ameryki.

Tezy o potrzebie silnych lokomotyw spalinowych z charakterystyką płaską, potwierdziła praktyka lokomotyw elektrycznych i praca prof. Jaworskiego pt. „Progi opłacalności elektryfikacji i dieselizacji kolei”.

Aczkolwiek co do poszczególnych cyfr i wyników cyfrowych prof. Jaworskiego można mieć pewne zastrzeżenia, to jednak praca ta stanowi pierwsze szersze naukowe podejście do ekonomiki trakcji spalinowej.

Posiadamy poważny przemysł taboru kolejowego, skazany z racji swych rozmiarów w stosunku do potrzeb P.K.P. w wielkiej mierze na eksport. Parowozów już nikt nie kupuje, koniunktura w dziedzinie wagonów osobowych ma się ku końcowi, eksport wagonów towarowych jest z punktu widzenia dewizowego mało opłacalny. Wagon towarowy zawiera 80 % materiału, do którego surowce, tj. rudę, złom a nawet węgiel koksujący, sprowadzamy z zagranicy. Eksport lokomotyw i zespołów elektrycznych na razie nie ma wielkich widoków, ponieważ poszliśmy w kierunku, który za granicą już zaczyna zanikać, a poza tym stoi na przeszkodzie słaby rozwój naszego przemysłu elektrotechnicznego.

O eksporcie lokomotyw spalinowych, takich jakie obecnie budować zamierzamy dla P.K.P., mowy być nie może. Wąski zakres pracy, który Ministerstwo Komunikacji wyznaczyło dla trakcji spalinowej, spowodował ograniczenie się do typów, które poza lokomotywami manewrowymi nie mają szans zbytu za granicą, a to przecież wiąże się ze zbytem silników CD19 i C22.

W produkcji parowozów zajmowaliśmy jedno z czołowych miejsc. W produkcji taboru spalinowego znajdujemy się na szarym końcu; czas najwyższy, by te zalety nie dagoniły, a raczej od razu przeskoczyć, by stanąć znowu na jednym z czołowych miejsc.

C22 czy CD19?

W końcu należy dodać kilka uwag w sprawie wyboru pomiędzy silnikami tzw. „średniobieżnymi” i „szybkobieżnymi”. Wyrazy ostatnie są w cudzysłowach, ponieważ treść ich jest względna i w czasie przemijająca. Obroty silnika i stąd wynikające jego parametry przy

określonej mocy mogą rzutować na konstrukcję i parametry lokomotyw, ale ciężar lokomotywy zależy od tylu czynników, że ilość obrotów silnika nie koniecznie jest rzeczą decydującą.

Przekładnie są z reguły znacznie cięższe od silnika. Obroty silnika rzutują przy przekładni elektrycznej na ciężar generatora głównego, który stanowi około 30% całego wyposażenia elektrycznego. Przy przekładni hydraulicznej obroty silnika nie mają praktycznie żadnego wpływu na jej ciężar.

Drugi decydujący moment, to żywotność silnika i jego zdolność do użytku w procentach czasu. Żywotność silnika zależy tylko w pewnym stopniu od jego konstrukcji, od parametrów konstrukcyjnych, od obrotów; decyduje technologia, precyzja wykonania i materiał, decyduje obsługa ze strony użytkownika i producenta (serwis, części zapasowe), w wielkiej mierze decyduje jakość i czystość smaru.

Aczkolwiek nie należy przywiązywać zbytnej wagi do istniejącego stanu rzeczy, to sprawę tą warto naświetlić wg obecnego stanu w różnych krajach.

W USA, w których pracuje 85% wszystkich lokomotyw spalinowych o mocy ponad 600 KM nominalnie, panuje wszechwładnie średniobieżny silnik — General Motors 835 obr/min., Alco 1000, Baldwin 650 obr/min.

Drugim krajem co do ilości lokomotyw spalinowych jest Francja. Tourneur, główny inżynier kolei francuskich, pisze na ten temat co następuje:¹⁾

„Przy porównaniu w równych warunkach pracy kosztów eksploatacji szybkobieżnych i średniobieżnych silników (nowoczesnej budowy) trudno znaleźć wybitną różnicę. Można jednak stwierdzić, że średniobieżny silnik jest w bieżącej eksploatacji korzystniejszy na skutek mniejszej ilości części. Jednak większy ciężar wolnobieżnych silników, rzutujący również ciężar przekładni elektrycznej, stanowią utrudnienie w rozwoju lokomotyw o większej mocy, szczególnie — mających kursować na liniach o słabszym torze. To jest wg naszego zdania najważniejszym kryterium przy wyborze silnika”.

Fournier, dyrektor firmy Brissonneau i Lotz oświadczył na konferencji z okazji Targów Poznańskich, że stosunek lokomotyw dostarczanych przez jego firmę jest: 2 lokomotywy z szybkobieżnym silnikiem M.G.O. na jedną lokomotywę z średniobieżnym silnikiem Sulzer'a.

Bardzo rozpowszechniony jest we Francji silnik M.G.O. Spółki Société Alsacienne. O zamiarach tej firmy w stosunku do swego silnika M.G.O. wspomniano już uprzednio. Znamienną rzeczą jednak jest, że firma ta zdecydowała się na budowę drugiego typu silnika o większym litrażu i obrotach pośrednich 1200 ÷ 1250 obr/min.

Z tego wynika, jaka niewielka jest już dzisiaj różnica obrotów pomiędzy tzw. średniobieżnym i szybkobieżnym silnikiem.

W NRF, gdzie silnik lokomotywowo wyrósł z silnika dla wagonów motorowych, stosowany jest prawie wyłącznie silnik szybkobieżny Maybacha — silnik bardzo wysokiej klasy — w długiej linii Daimler-Benz'a. Jest jednak rzeczą znamioną, że największy konsument przekładni hydraulicznych Voith'a i największy eksporter lokomotyw przetokowych NRF firma MAK w Kilonii, stosowała do niedawna wyłącznie silnik o 750 obr/min.

Koleje brytyjskie przeszły od niedawna na trakcję spalinową, mogły więc oprzeć się na doświadczeniach innych

krajów. Z 1125 lokomotyw, zamówionych w ostatnich latach, 75% lokomotyw posiada silniki średniobieżne²⁾.

Jest rzeczą P.K.P., czy chce dla swych lokomotyw, na razie głównie przetokowych, zdecydować się na średniobieżny czy szybkobieżny silnik. Względem ciężarowe nie odgrywają w tym przypadku żadnej roli. Zastosowanie przekładni hydraulicznej, spowodowane małymi możliwościami naszego przemysłu elektrotechnicznego wskazywałyby raczej na silnik średniobieżny, ponieważ przekładnia hydrauliczna mniej oszczędza silnik. Szybkobieżny silnik z przekładnią hydrauliczną jest najgorszą kombinacją.

W świetle tych wywodów na temat rozwoju trakcji spalinowej należy wziąć pod uwagę to, że względy na przyszłość — na przyszły rozwój trakcji spalinowej, na przyszłość naszego eksportu — wskazują raczej na silnik średniobieżny, z racji tej, że daje on większe możliwości rozwoju co do obrotów, ciśnień i mocy.

Obniżenia ciężaru jednostkowego należy szukać gdzieś indziej, nie w podnoszeniu obrotów silnika. Szybkobieżny silnik będzie raczej odpowiedniejszy dla wagonów i jednostek motorowych.

Wnioski

Z przeprowadzonych rozważań wynikają następujące wnioski:

1. Należy obydwaj silniki C22 i CD19 rozwijać równolegle i dążyć do stworzenia silników o wielkiej żywotności, nadających się do eksportu na wielką skalę.
2. Należy jak najenergiczniej rozwinąć produkcję pomocniczą, turbozespołów, aparatury wtryskowej łącznie z przewodami wysokiego ciśnienia, wałów korbowych najwyższej klasy, utwardzonych i szlifowanych, panewek trójmetalowych najwyższej klasy, tulei cylindrowych azotowanych lub chromowanych, sprężyn zaworowych, pierścieni tłokowych, precyzyjnych filtrów olejowych i paliwowych. Decyzje pod tym względem powinny zapaść w możliwie krótkim czasie.
3. Należy jak najenergiczniej w zakładach podległych M.P.Ch. zapoczątkować produkcję smarów najwyższej klasy, odpowiadających potrzebom silników CD19 i C22.
4. Należy zadecydować, które biuro, CBKSS czy ZBK-HCP powinno się zająć jak najdalej idącą unifikacją silnika BAH22 z silnikiem C22.
5. Należy przy CBKSS stworzyć komórkę, która zajęłaby się studiowaniem napędów morskich i przekładni do nich.
6. Należy zadecydować, w jaki sposób zharmonizować pracę CBKSS względnie zakładowych biur konstrukcyjnych HCP i ZMiN w dziedzinie konstrukcji ładowych ewentualnie przewoźnych agregatów energetycznych oraz silników napędowych dla różnych celów przemysłowych, jak wiertnictwo, naftociągi, gazociągi itd.
7. Należy przyspieszyć studia konstrukcyjne i technologiczne oraz próby w kierunku rozwoju silników wysokociężarowych, przeciążalnych, nadających się do zastosowania w nowoczesnych, zmodernizowanych lokomotywach spalinowych.

¹⁾ MTZ — 1960 r. str. 282

²⁾ Revue Generale des Chemins de Fer nr 2/1960 r. str. 120

Prof. KAZIMIERZ ZEMBRZUSKI

Koreferat do założeń i projektu wstępnego kolejowego silnika spalinowego CD 19

Uwagi wstępne

Koreferat został opracowany na podstawie opisu technicznego rodziny silników wysokoprężnych typu CD19 i rysunków układu ogólnego silnika prototypowego V2CD19, wykonanych przez Zakład Mechaniczny im. M. Nowotki w Warszawie.

Pełna ocena silników przeznaczonych przez ich twórców do napędu pojazdów szynowych powinna składać się z dwóch części. Przede wszystkim powinna być przeprowadzona ocena silników pod względem konstrukcji i jej wpływu na sprawność, niezawodność i trwałość silnika oraz pod względem łatwości koniecznych zabiegów podczas jego eksploatacji. Wynik tej części oceny określa

tylko jakość silników, a nie ich przydatność do napędu pojazdów szynowych. Drugą część oceny stanowi badanie podstawowych parametrów silników, jak: moc z jednego cylindra i zakres mocy obejmowany przez silniki danego typu, ciężary jednostkowe i wymiary gabarytowe. Dopiero wynik tej części badań umożliwia stwierdzenie czy dane silniki mogą zapewnić wymaganą wartość gospodarczą pojazdów szynowych, tj. czy są dla pojazdów rzeczywiście przydatne.

Fakt, że z jakimś dobrym nawet silnikiem można zbudować lokomotywę nie jest wystarczający do zakwalifikowania silnika jako kolejowego. Drugim warunkiem niezbędnym jest, aby lokomotywy jakie z silnikiem tym można zbudować zapewniły korzyści gospodarcze.

W niniejszym koreferacie została dokonana ocena silników typu CD19 tylko w tym drugim zakresie. Zostały przy tym wykorzystane dotychczasowe osiągnięcia i doświadczenia zagraniczne.

Warunki otrzymania korzyści gospodarczych drogą wprowadzenia traktacji spalinowej

Trakcja spalinowa, podobnie jak nowoczesna trakcja elektryczna, niesie ze sobą znaczne skomplikowanie pojazdów trakcyjnych w porównaniu z lokomotywą parową, a w związku z tym konieczność pokonywania licznych i nieznanych dotychczas szerzej w kraju trudności zarówno w eksploatacji, jak i w naprawie oraz konieczność gruntowego przeszkolenia licznych fachowców. Trudności te może zrekomensować jedynie wysoka wartość gospodarcza wprowadzanych pojazdów trakcyjnych. Na późniejsze efekty gospodarcze tych pojazdów mają przy tym zasadniczy wpływ ich podstawowe parametry.

Ostrość zagadnienia doboru pojazdów spalinowych nie jest w każdym przypadku jednakowa. Wprowadzanie wagonów spalinowych i lokomotyw o małej mocy — np. rzędu 400 KM — na linie boczne przynosi korzyści gospodarcze prawdopodobnie w każdym przypadku. Pojazdy te zastępują bowiem najczęściej pracujące dotychczas na tych liniach najstarsze i najmniej sprawne parowozy, które z powodu niekorzystnych warunków ruchowych mają stosunkowo bardzo małe przebiegi roczne, co dodatkowo obniża ich wartość gospodarczą. Podobnie przedstawia się sprawa przy zastępowaniu parowozów przez lokomotywy spalinowe małej i średniej mocy w różnego rodzaju pracy manewrowej.

Jest oczywiste, że w tych przypadkach jakość pojazdów spalinowych, aczkolwiek nie ma wpływu na istnienie w ogóle korzyści gospodarczych, to jednak decyduje wyraźnie o wysokości tych korzyści.

Wymienione przypadki nie są interesujące w niniejszym koreferacie prawie całkowicie, bowiem silniki typu CD19 nie znajdują tutaj zastosowania z wyjątkiem ciężkiej lokomotywy manewrowej.

Inaczej przedstawia się sprawa zamiany parowozów przez lokomotywy spalinowe na liniach o większym znaczeniu. Pracujące na tych liniach parowozy są bardziej nowoczesne i znacznie lepiej wykorzystywane, zapewniają więc najniższe jednostkowe koszty transportu osiągnięte u nas przy traktacji parowej. Z tego też względu parametry lokomotyw spalinowych liniowych powinny być dobierane jak najbardziej korzystnie, aby uniknąć późniejszych niespodzianek natury ekonomicznej. Posiadanie przez PKP lokomotyw spalinowych o możliwie wysokiej wartości gospodarczej mogłoby również przyczynić się do przynajmniej czasowego ograniczenia zakresu kosztownej elektryfikacji linii kolejowych.

Należyta wartość gospodarczą lokomotyw liniowych można uzyskać, gdy ciężar każdej lokomotywy będzie tylko tak duży, jak tego wymagają jej zadania przewozowe. W warunkach PKP i w zakresie mocy do 2400 KM zainstalowanej w lokomotywach, wymaganie to sprowadza się do konieczności budowy lokomotyw o dwóch wózkach oraz o naciskach $16 \div 17$ t — w lokomotywach mniejszych i do 20 t — w lokomotywach większych. Stosowanie nie wózków trzy osiowych należałoby przewidywać tylko przy mocach większych od wymienionej, np. przy mocy rzędu 3000 KM.

Słuszność takiego poglądu uzasadniona jest następująco: lokomotywy spalinowe są najdroższe ze wszystkich lokomotyw o tej samej mocy i przeznaczeniu. Bennett w artykule pt. "The traction unit in railway modernisation" wymienia np. że lokomotywa elektryczna prądu zmiennego o mocy 3000 KM kosztuje o 62% więcej od równorzędnego parowozu, a lokomotywa spalinowa z przekładnią elektryczną — aż 183% więcej od tegoż parowozu.

W niekorzystnych przypadkach ta ostatnia liczba może być jeszcze wyższa. Uwzględniając nawet to, że do spełnienia określonych zadań przewozowych jest potrzebna mniejsza liczba lokomotyw spalinowych, niż parowozów — z racji lepszego wykorzystywania pierwszych, należy stwierdzić, że przy traktacji spalinowej nakłady na zakup lokomotyw są znacznie większe. Przy okazji porównawczych obliczeń ekonomicznych dla różnych rodzajów traktacji na linii Kraków—Przemyśl, ustalono wartość stosunku tych nakładów na 1,5:1.

Wysokość nakładów na zakup lokomotyw spalinowych może być uważana również za przybliżony wskaźnik kosztów napraw i utrzymania lokomotyw podczas eksploatacji. Wobec tego, w przypadku stosowania zbyt drogiej lokomotywy spalinowych pokaźna część sum zaoszczędzonych na paliwie przy traktacji spalinowej może być równoważona stratami z powodu nadwyżek kosztu zakupu i utrzymania lokomotyw tak dalece, że spodziewane efekty ekonomiczne obniżają się nadmiernie. Ponieważ z posiadanych w kraju zagranicznych materiałów wynika, że ceny jednostkowe lokomotyw spalinowych liniowych są prawie niezależne od mocy typu silnika i rodzaju przekładni — więc koszt zakupu oraz utrzymywania lokomotyw danej mocy zależy przed wszystkim od ciężaru lokomotywy.

Koleje w NRF poznały przedstawione tutaj związki przed rozpoczęciem szerszego wprowadzania traktacji spalinowej i od początku stawiają na pierwszym miejscu sprawę możliwie małego ciężaru każdej lokomotywy.

Pouczające w tym względzie są wyniki 15-letniej eksploatacji lokomotyw spalinowych w USA, przedstawione przez H. F. Browna w pracy pt. "The economic results of diesel-electric locomotive power on the railways of the United States", której główne tezy są przedstawione w notatce umieszczonej w nr 4930 Engineering z 1960 r. i w artykule redakcyjnym — w nr 4941 tegoż rocznika.

Z materiałów tych wynika przede wszystkim, że koszty utrzymania i napraw lokomotyw spalinowych wzrastają z ich wiekiem znacznie szybciej, niż w przypadku parowozów. Jeżeli więc w pierwszych latach eksploatacji różnica tych kosztów na korzyść lokomotyw spalinowych nie jest wystarczająco duża, to stosunkowo prędko przewyższą one wartość wymienionych kosztów w przypadku parowozów, zmniejszając w dużym stopniu przewidywane pierwotnie korzyści gospodarcze traktacji spalinowej, jak to miało miejsce w USA.

Przyczyny nadmiernie wysokich kosztów utrzymywania i napraw lokomotyw spalinowych w USA są bardzo wyraźne. Lokomotywy te wprowadzone w szybkim tempie w ich pierwotnej postaci miały niezwykle duże ciężary jednostkowe, a mianowicie rzędu 70 kG/KM mocy zainstalowanej. Były więc bardzo ciężkie i kosztowne w budowie i eksploatacji. Dla przykładu można podać, że lokomotywa firmy „General Motors” o mocy 4000 KM z przekładnią elektryczną jest dwuczłonowa oraz ma 4 silniki 12-cylindrowe średnio obrotowe, 12 zestawów kół napędnych, długość ponad 42 metry i ciężar 270 t.

Obecnie koleje amerykańskie zakupiły w NRF dla doświadczeń lokomotywy o mocy 4000 KM napędzane 2 silnikami szybko obrotowymi 16-cylindrowymi przez przekładnie hydrokinetyczne, o sześciu zestawach kół napędnych i ciężarze 150 t z pełnymi zapasami, dające ciężar jednostkowy 37,5 kG/KM mocy zainstalowanej. Jak widzimy, parametry tej lokomotywy są znacznie korzystniejsze. Można wnioskować, że na tej drodze koleje USA spodziewają się uzyskać zmniejszenie dotychczasowych nadmiernie wysokich kosztów napraw i utrzymywania lokomotyw spalinowych oraz poprawić wartość gospodarczą traktacji spalinowej.

Podobne doświadczenia zebrano w ZSRR, gdzie ostatnio przygotowuje się budowę stosunkowo lekkich lokomotyw z przekładniami hydraulicznymi np. typu BB o ciężarze 80 t przy mocy 2000 KM (TG102) i typu CC o ciężarze 117 t przy mocy 3000 KM (TG105).

Mały ciężar lokomotywy liniowej przynosi dzięki zmniejszonemu własnemu oporom ruchu jeszcze inną korzyść, a mianowicie: możliwość powiększenia ciężaru pociągu lub prędkości jazdy, czyli obniżenie zużycia paliwa na jednostkę pracy przewozowej w porównaniu z lokomotywami cięższymi.

Kryteria oceny silnika dla pojazdów szynowych

Wymagany mały ciężar lokomotyw spalinowych może być uzyskany przede wszystkim przez stosowanie lekkich zespołów napędowych, a więc lekkich silników i lekkich przekładni. Jak wiadomo lekki silnik o danej mocy można

otrzymać stosując możliwie dużą liczbę obrotów i stosunkowo wysokie ciśnienie efektywne oraz wykonując niektóre główne części silnika z materiałów zapewniających ich mały ciężar.

Najważniejszym czynnikiem, który decyduje o granicznych wartościach wymienionych parametrów i mocy jaką można uzyskać z jednego cylindra, jest wymagana stosunkowo wysoka trwałość silnika, zależna zresztą również od materiałów części zużywających się, staranności wykonania i olejenia, jakości oleju smarowego itp.

Przy mocach stosowanych w lokomotywach liniowych lekkie silniki o wystarczającej trwałości można uzyskać przy 1500 obr/min. i doładowaniu w stopniu 1,5 ÷ 1,75. Początkowa trwałość takich silników, mierzona okresem pomiędzy naprawami głównymi, powinna mieścić się w granicach 10 000 ÷ 14 000 godzin i w miarę doskonalenia konstrukcji powinna wzrastać. Nowsze szybkoobrotowe silniki lokomotywowe mają nawet większą trwałość np. silnik Maybach — do 16 000 godzin. Trwałość silnika Paxman-Ventura jest podawana na około 25 000 godzin.

Dla uzyskania unifikacji silników na lokomotywie, jeden typ silnika powinien umożliwiać w najbliższym czasie budowę lokomotyw o mocach w zakresie 800 ÷ 3200 KM, przy co najwyżej 16 cylindrach w silniku i dopuszczeniu dwóch stosunkowo lekkich silników na lokomotywie.

Podane wymagania znajdują potwierdzenie w realizowanych od lat programach produkcyjnych lub w ostatnich osiągnięciach szeregu firm zagranicznych (np. Maybach i Daimler-Benz w NRF, MGO i SEMT we Francji, Paxman i Napier w Anglii). W badaniach homologacyjnych według przepisów ORE znajdują się ostatnio prawie wyłącznie silniki szybkoobrotowe. O celowości stosowania na lokomotywach silników o małym ciężarze jednostkowym przekonują również między innymi zakupy kolei w NRF, która stosuje tylko silniki szybkoobrotowe.

Znawca trakcji spalinowej we Francji, Ch. Thourneur przyznaje również pierwszeństwo tym silnikom. W artykule pt.: „Les locomotives diesel de la S.N.C.F.” zamieszczonym w „Europa Verkehr” z 1958 r. Thourneur wyraża opinię, że silniki szybkoobrotowe są korzystniejsze nawet w tych lokomotywach, w których wymagania co do zmniejszenia ciężaru nie mają natury zasadniczej. Stosowanie dotychczas w USA na lokomotywach wyłącznie silników średnioobrotowych nie jest argumentem przeciwko większej przydatności dla lokomotyw silników

szybkoobrotowych, bowiem w tym kraju zostały stwierdzone nadmierne koszty napraw i utrzymania lokomotyw spalinowych.

Ocena silników typu CD19 jako silnika kolejowego

Silniki typu CD19 o średnicy cylindra 190 mm i średnim skoku tłoka 216 mm, pracują ze znamionową liczbą obrotów 1500 obr/min. Objętość skokowa jednego cylindra wynosi 6,1 litra, wobec 4,5 ÷ 6,55 litra w porównywalnych silnikach zagranicznych. Prędkość średnia tłoka wynosi 10,8 m/sek, wobec 9,3 ÷ 10,8 m/sek w silnikach zagranicznych. Ostatni silnik szybkoobrotowy Daimler-Benz ma nawet wyższe parametry np. jego średnia prędkość tłoka wynosi 11,5 m/sek.

Parametry silnika typu CD19 są najbardziej zbliżone do występujących w silniku Paxman-Ventura, wyróżniającego się dużą trwałością. Można więc sądzić, że stosunkowo wysoka średnia prędkość tłoka silnika CD19 nie utrudni uzyskania również dużej trwałości jego części składowych.

Stosunkowo duża objętość skokowa cylindra w silniku CD19 zapewnia objęcie zakresu mocy wystarczającego dla napędu lokomotyw w najbliższym czasie. Jeżeli silniki będą początkowo budowane z doładowaniem 50% bez chłodzenia powietrza, to stosując tylko wykonania 12 i 16-cylindrowe uzyska się zakres mocy 800 ÷ 1600 KM, co przy stosowaniu w pewnych przypadkach dwóch silników na lokomotywie umożliwi budowę lokomotywy o mocy zainstalowanej do 3200 KM, co należy uznać obecnie za wystarczające.

W dalszej przyszłości, po wprowadzeniu wysokiego doładowania silnika z chłodzeniem powietrza, wydaje się realne uzyskiwanie mocy rzędu 1400 ÷ 1500 KM z 12-cylindrowego silnika CD19 i rzędu 1900 ÷ 2000 KM z silnika 16-cylindrowego. Przy dwóch silnikach na lokomotywie daje to moc graniczną 3800 ÷ 4000 KM na lokomotywie jednoczynowej.

Ciężar jednostkowy silników CD19 jest tego samego rzędu co ciężary silników zagranicznych o tej samej mocy, takich jak np. Maybach. Daje to pewność, że silniki CD19 zastosowane z przekładniami hydraulicznymi umożliwią budowę na tyle lekkich lokomotyw, które do mocy 2400 KM będą lokomotywami czteroosiowymi, zgodnie z praktyką zachodnio-niemiecką, włoską i angielską.

W tablicy 1 są scharakteryzowane ogólnie lokomotywy, które można byłoby wybudować stosując tylko 12 i 16-cylindrowe silniki CD19 z doładowaniem 50% bez chłodzenia powietrza. Takie doładowanie — zdaniem specjalistów silnikowców, powinno być początkowo stosowane wyłącznie.

Lokomotywy scharakteryzowane w tablicy 1 tworzą szereg uznany w jesieni 1959 r. przez COB i RTK za potrzebny PKP przy pełnej motoryzacji kolei. Lokomotywy te miałyby w znacznym stopniu znormalizowane układy napędowe, wymagałyby mianowicie tylko dwóch silników z jednej rodziny i zasadniczo tylko dwóch typów skrzyń przekładniowych, z których jedna objęłaby moce 800 ÷ 1200 KM, a druga moc rzędu 1500 KM.

Lokomotywa manewrowa o mocy 800 KM miałaby silnik bez doładowania, co daje następujące korzyści:

- zmniejszona o około 400 mm wysokość silnika w porównaniu z silnikiem doładowywanym, pozwala na obniżenie kabiny silnikowej i poprawienie widoczności toru w pobliżu lokomotywy, co jest ważne przy wykonywaniu pracy manewrowej,
- brak doładowania zmniejszy hałaśliwość silnika, bowiem w tym przypadku będzie możliwa odpowiednia rozbudowa tłumika,

TABLICA 1. Lokomotywy spalinowe, które można budować w oparciu o 12 i 16 cylindrowe silniki CD19 z doładowaniem 50% bez chłodzenia powietrza

Przeznaczenie lokomotywy	Moc [KM]	Silnik	Układ osi	Ciężar [t]	Największa prędkość [km/h]
Ciężkie manewry	800	12CD19	D	70	80/40
Praca pociągowa na liniach drugorzędnych	1200	12CD19T	BB	64	100
Średnia praca pociągowa na liniach głównych i drugorzędnych	1600	16CD19T	BB	68	110
Praca pociągowa na liniach głównych	2400	2 × 12CD19T	BB	80	130
Ciężka praca pociągowa na liniach głównych	3200	2 × 16CD19T	CC	108	130

TABLICA 2. Porównanie ciężarów silników CD19 i C22 z uwzględnieniem zastosowania w różnego rodzaju lokomotywach

Moc lokomotywy [KM]	Silniki CD19			Silniki C22			Wzrost ciężaru silnika C22	
	Liczba i oznaczenie	Ciśnienie użyteczne [kg/cm ²]	Ciężar [kg]	Liczba i oznaczenie	Ciśnienie użyteczne [kg/cm ²]	Ciężar [kg]	kg	%
800	1 × 12CD19	6,5	3800	1 × 8C22	8,8	6300	2600	70
1200	1 × 12CD19T	9,8	4000	1 × 12C22	8,8	8600	4600	115
1600	1 × 16CD19T	5,8	5200	1 × 12C22 1 × 16C22	11,7 8,8	9000 11500	3800 6300	73 121
2400	2 × 12CD19T	9,8	8000	1 × 16C22	13,2	12000	4000	50
3200	2 × 16CD19T	9,8	10400	2 × 12C22 2 × 16C22	11,7 8,8	18000 23000	7600 12600	73 121

TABLICA 3. Charakterystyki lokomotyw przy zastosowaniu silników C22

Moc lokomotywy [KM]	Silnik	Układ osi	Ciążar lokomotywy [t]	Nacisk osi na szynę [t]
800	8C22	D	70,0	17,5
1200	12C22	BB	72,0	18,0
1600	12C22 16C22	BB BB	76,0 79,0	19,0 19,7
2400	16C22	BB	88,0	22,0
3200	2 × 12C22 2 × 16C22	CC CC	122,0 130,0	20,4 21,7

TABLICA 4. Charakterystyki lokomotyw przy zastosowaniu silników C22 ze zmienionymi układami osi

Moc lokomotywy [KM]	Silnik	Układ osi	Ciężar lokomotywy	
			w tonach	% od ciężaru z tablicy 1
1200	12C22	A1A — A1A	80 ÷ 83	125 ÷ 130
1600	12C22	A1A — A1A	85 ÷ 88	125 ÷ 130
2400	16C22	A1A — A1A lub CC	100 ÷ 104	125 ÷ 130
3200	2 × 12C22	CC	122 ÷ 126	113 ÷ 117

c) brak turbosprężarki doładowującej poprawia własności układu silnikowego pracującego w tym przypadku w wybitnie zmienionych warunkach.

Zalety silników CD19 w zastosowaniu do lokomotyw staną się bardziej wyraźne, gdy porównamy je z silnikami średnioobrotowymi C22 — 1000 obr/min., których produkcja również jest obecnie przygotowywana.

W tablicy 2 porównane są ciężary silników, które należałoby zastosować na lokomotywach wyszczególnionych w tablicy 1.

W lokomotywach z silnikami C22 zostały przyjęte w dwóch przypadkach po dwie alternatywy, z których jedna odnosi się do silników z doładowaniem umiarkowanym nie wymagającym chłodzenia powietrza, a druga — do silników wysoko doładowanych z chłodzeniem powietrza. Szczególnie dużego doładowania wymagałby silnik 16VC22 dla uzyskania mocy 2400 KM, co nie byłoby możliwe do zastosowania w najbliższym czasie. W tym przypadku, zbyt dużego doładowania można byłoby uniknąć bądź przez podwyższenie liczby obrotów silnika, bądź też przez zmniejszenie mocy od 2000 ÷ 2100 KM, co jednak obniża zdolności przewozowe lokomotywy.

Niekorzystna jest konieczność zastosowania przy mocy 3200 KM lub podobnej dwóch zbyt ciężkich silników.

Wymienione mankamenty silników C22 w przedstawionym zastosowaniu mogłyby być teoretycznie częściowo usunięte bądź przy większych wymiarach cylindrów, bądź też drogą odpowiedniego powiększenia liczby obrotów, jednakże kosztem powiększenia ciężaru silników — w pierwszym przypadku, lub trwałości — w drugim przypadku.

Celowe jest również rozpatrzenie wpływu zastosowania

silników C22 na ciężary lokomotyw, które mogłyby być budowane z tymi silnikami. Można przyjąć, że lokomotywy będą miały przekładnie hydrauliczne, jak to zostało założone przy napędach silnikami typu CD19. Określając przede wszystkim zmienione ciężary lokomotyw z powodu większych ciężarów silników C22 należy uwzględnić, że równocześnie wzrastają ciężary ramy pudła lokomotywy i wózków. W związku z tym, charakterystyki lokomotyw zmieniają się w przybliżeniu jak wskazuje tablica 3.

Ciążar ramowy lokomotywy manewrowej o mocy 800 KM nie ulega zmianie, zmniejsza się jedynie balast, który stosuje się w tym przypadku dla uzyskania potrzebnego ciężaru napędowego. Nie jest jednakże obojętne, że zamiast taniego balastu wprowadzamy do lokomotywy o 70% cięższy silnik, będący najbardziej kosztownym zespołem pojazdu.

W pozostałych lokomotywach ciężar ich przy silnikach C22 powiększa się na tyle w stosunku do lokomotyw z silnikami CD19, że naciski zestawów kół na szynę przekraczają we wszystkich przypadkach ich wartości graniczne podane w tablicy 1. Można przyjąć, że wyjątek stanowi lokomotywa o mocy 3200 KM z dwoma silnikami 12VC22 o dość wysokim doładowaniu, przeznaczona dla linii głównych dopuszczających w zasadzie naciski 20 t.

Zmniejszenie nacisków zestawów kół na szynę w liniowych lokomotywach — podanych w tablicy 3 — można uzyskać drogą powiększenia liczby zestawów kół do sześciu czyli stosując we wszystkich przypadkach układy osi A1A — A1A lub CC. Ogólne, najkorzystniejsze charakterystyki ciężarowe takich lokomotyw zawiera tablica 4.

Wzrost ciężarów lokomotyw z silnikami C22 w porównaniu do lokomotyw z silnikami CD19 jest więc rzędu 25 ÷ 30% w przypadkach zwiększenia liczby zestawów kół i rzędu 13 ÷ 17%, gdy liczba zestawów kół nie ulega zmianie.

Wnioski

Streszczając, można ustalić następujące wnioski:

1. Silniki typu CD19 mają parametry zbliżone do nowszych silników szybkoobrotowych (1500 obr/min.), stosowanych w lokomotywach zagranicznych.
2. Dla silniki typu CD19, a mianowicie dwunasto- i szesnastocylindrowe umożliwiają w pierwszym okresie budowę 5 typów lokomotyw — czterech czteroosiowych w zakresie mocy 800 ÷ 2400 KM i jednej sześciuosiowej o mocy rzędu 3200 KM.
3. W przyszłości, silniki typu CD19 mogą umożliwić przesunięcie górnej granicy zakresu mocy lokomotyw do 3800 ÷ 4000 KM w jednym osłonie.
4. Lokomotywy z silnikami typu CD19 mogą mieć dużą wartość gospodarczą ze względu na stosunkowo mały ciężar lokomotyw i stosunkowo małe teoretycznie koszty ich budowy, utrzymania i napraw.
5. Biorąc pod uwagę stwierdzenia w punktach 1 ÷ 4 można określić silnik CD19 jako podstawowy silnik kolejowy dla lokomotyw o mocy średniej i dużej.
6. Aby uzyskać pełne powodzenie silników typu CD19, należy przy opracowywaniu konstrukcyjnym, materiałowym i technologicznym zapewnić ich częściom składowym wymaganą dużą trwałość.

Inż. RYSZARD MARKOWSKI
Mgr inż. ANDRZEJ POMORSKI

Przebieg i wyniki pierwszego etapu badań jednocylinrowego silnika doświadczalnego typu C22

Wstęp

Zamieszczony w numerze specjalnym „Biuletynu Technicznego”, artykuł — „Silniki kolejowo-morskie rodziny C22”, podaje między innymi niektóre wyniki prób silnika doświadczalnego 1C22. Opracowanie obecnie zawiera bardziej szczegółowe wyniki otrzymane w czasie dotychczas przeprowadzonych prób:

Stosowane oznaczenia:

α — kąt rozpylenia paliwa,
 f — sumaryczny przekrój otworów wtryskiwacza — mm²,

F — przekrój tłoczka pompy wtryskowej — cm²,
 φ_t — geometryczny kąt początku wtrysku — 1° przed GMP,
 G_e — zużycie paliwa — kg/h,
 g_e — jednostkowe zużycie paliwa — g/KMh,
 N — moc — KM,
 n — obroty wału korbowego — obr/min.,
 p_d — nadciśnienie doładowania — mm Hg,
 p_e — średnie ciśnienie użyteczne — kG/cm²,
 p_{max} — najwyższe ciśnienie spalania — kG/cm²,
 p_w — najwyższe ciśnienie wtrysku — kG/cm²,
 t_g — średnia temperatura spalin — °C,
 t_p — temperatura powietrza wlotowego — °C.

Opis silnika doświadczalnego

Przedmiotem prób i badań był jednocylinrowy silnik doświadczalny typu C22, z zapłonem samoczynnym, będący przedprototypem rodziny silników przeznaczonych dla potrzeb trakcji kolejowej. Silnik został skonstruowany w Centralnym Biurze Konstrukcyjnym Silników Spalinowych w Warszawie i wykonany przez Zakłady Przemysłu Metalowego H. Cegielski w Poznaniu.

Zasadnicze dane techniczne silnika wynoszą:

- średnica cylindra — $D = 220$ mm,
- skok tłoka — $S = 270$ mm,
- pojemność skokowa — $V_s = \text{dcm}^3$,
- obroty znamionowe — 1000 obr/min.
- średnia prędkość tłoka — $C_{sr} = 9$ m/sek.

Przy konstrukcji silnika założono następujące wartości:

- moc silnika bez doładowania $N_1 = 66 \div 68$ KM przy 1000 obr/min.; średnie ciśnienie użyteczne $p_e = 6 \text{ kg/cm}^2$,
- moc silnika z doładowaniem bez chłodzenia powietrza — $N_2 = 100$ KM przy 1000 obr/min., średnie ciśnienie użyteczne $p_e = 8,8 \text{ kg/cm}^2$, nadciśnienie powietrza doładującego $p_d = 0,5 \div 0,6 \text{ kg/cm}^2$,
- moc silnika z doładowaniem i z chłodzeniem powietrza — $N_3 = 150$ KM przy 1100 obr/min., średnie ciśnienie użyteczne $p_e = 12 \text{ kg/cm}^2$, nadciśnienie powietrza doładującego $p_d = \text{około } 1,1 \text{ kg/cm}^2$.

Silnik 1C22 jest wysokoprężnym, 4-suwowym silnikiem z bezpośrednim wtryskiem do komory spalania w tłoku. Skrzynia korbową silnika jest konstrukcją spawaną, zamknięta od dołu misą olejową, wykonaną z blachy. Spawana skrzynia cylindrowa połączona jest ze skrzynią korbową przy pomocy śrub. W skrzyni cylindrowej umieszczona jest tuleja cylindrowa z żeliwa stopowego. Żeliwna głowica cylindrowa dociśnięta jest przy pomocy 8 śrub do kołnierza tulei cylindrowej. Jako podkładki uszczelniające użyto pierścienia z miękkiej stali. Głowica mieści w sobie dwa zawory wlotowe, dwa zawory wylotowe, wtryskiwacz, powietrzny zawór rozruchowy oraz zawór bezpieczeństwa z kanałem do indykowania. Na głowicy zabudowana jest obudowa dźwigni zaworowych, wykorzystana równocześnie dla ułożyskowania osi dźwigni zaworowych. Obudowa ta zamknięta jest od góry pokrywą odlaną z lekkiego stopu. Wał korbowy wykonany jest ze stali stopowej, kuty, o czopach termicznie utwardzonych. Ułożyskowanie wału korbowego-ślizgowego typu podwieszonego. Panwie wykonane są ze skorup stalowych wylanych brązem ołowiovym. Silnik posiada dwa wały rozrządu, z których jeden służy do napędu popychaczy zaworów wlotowych i wylotowych, zaś drugi do napędu pompy wtryskowej paliwa. Specjalna konstrukcja umożliwia zmianę kątów początku wtrysku paliwa i otwarcia zaworów podczas pracy silnika (przez obrót wałów rozrządu). Wały rozrządu napędzane są od wału korbowego za pomocą skośnych kół zębatach. Układ olejenia silnika składa się z dwóch obiegów:

- a) obiegu olejenia łożysk układu korbowego i chłodzenia tłoka — ciśnienie około 5 kg/cm^2 ,
- b) obiegu olejenia wałów rozrządu, popychaczy i dźwigni zaworowych — ciśnienie około 2 kg/cm^2 .

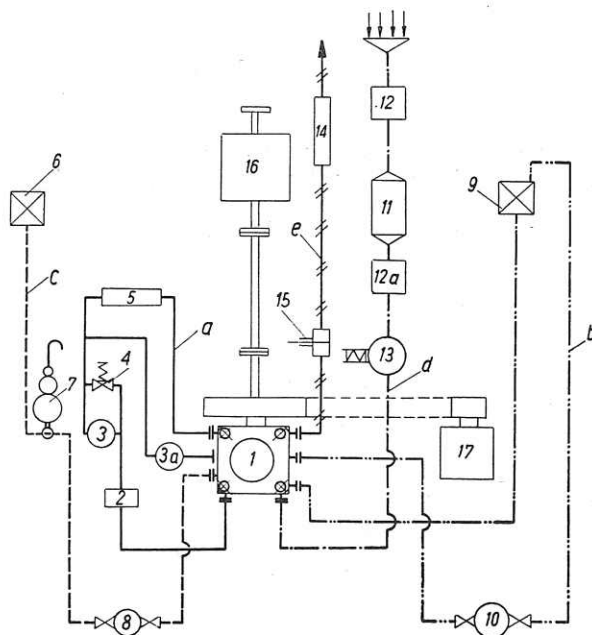
Doświadczalny silnik 1C22 został zbudowany dla badań nad opanowaniem procesu spalania, nad możliwościami doładowania z chłodzeniem i bez chłodzenia powietrza, nad doбором optymalnej regulacji silnika oraz do ustalenia żywotności zasadniczych elementów silnika. Zebrany materiał doświadczalny wykorzystany został przy konstruowaniu pierwszych wielocylinrowych silników rodziny C22.

Opis stanowiska badawczego

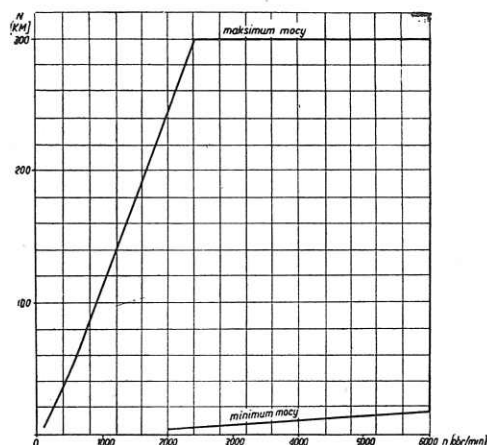
Stanowisko badawcze, na którym konstruktorzy CBKSS prowadzą badania, mieści się w zakładzie badawczym Biura Konstrukcji Przemysłu Motoryzacyjnego w Warszawie. Schemat połączeń stanowiska badawczego przedstawiony jest na rys. 1.

1. Obieg smarowania (na schemacie — „a”). Pompa olejowa 2 o wydatku $4,5 \text{ m}^3/\text{h}$ zasysa olej z misy olejowej 1 i tłoczy go poprzez filtr szczelinowy 3 (z zaworem ciśnieniowym 4) i chłodnicą 5 do układu smarowania łożysk, chłodzenie tłoka oraz do układu olejenia wałów rozrządu, popychaczy i dźwigni zaworowych. W dalszym etapie badań wprowadzono bocznikowy filtr oleju 3a z wkładem papierowym, służący do dokładnego czyszczenia oleju.

2. Obieg chłodzenia (na schemacie — „b”). Silnik chłodzony jest wodą słodką, krążącą w obiegu wymuszonym pompą 10, pomiędzy silnikiem 1 a zbiornikiem wody chłodzącej 9. Na rurociągach — doprowadzającym i odprowadzającym wodę z silnika — zainstalowano termometry pozwalające na bieżącą kontrolę temperatury wody chłodzącej.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego.

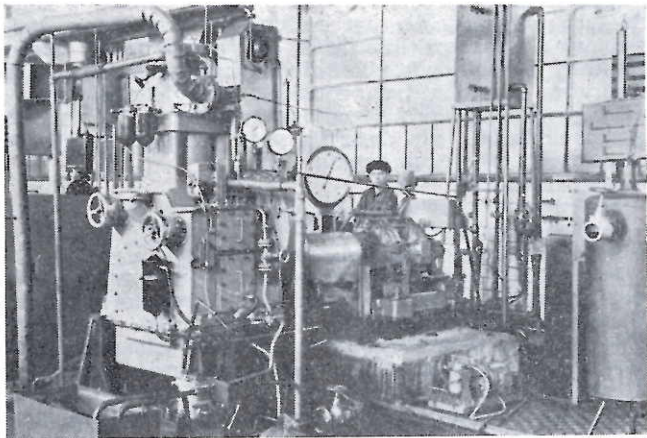


Rys. 2. Charakterystyka hamulca MK II.

3. Obieg zasilania paliwem (na schemacie — „c”). Paliwo ze zbiornika rozchodowego 6 płynie poprzez pompę paliwową 8 do pompy wtryskowej silnika. Odpowiednie ustawienie zaworu trójdrożnego umieszczonego przy butli pomiarowej 7 zezwala na:

- a) przepływ paliwa ze zbiornika 6 poprzez pompę 8 do pompy wtryskowej silnika,
- b) przepływ paliwa jak w punkcie a) lecz z jednoczesnym uzupełnianiem paliwa w butli pomiarowej 7,
- c) przepływ paliwa z butli pomiarowej 7 poprzez pompę 8 do pompy wtryskowej silnika, przy jednoczesnym pomiarze zużycia paliwa.

4. System doprowadzania powietrza doładującego (na schemacie — „d”). Powietrze zasysane jest z pomieszczenia hamowni przez sprężarkę odśrodkową 12 i tłoczone poprzez chłodnicę powietrza 11 do sprężarki Roots'a 12a, która je spręża powtórnie i tłoczy poprzez zbiornik wyrównawczy 13 z zaworem upustowym do silnika 1. Zawór upustowy w zbiorniku powietrza pozwala regulować ilość i ciśnienie powietrza doprowadzanego do silnika.



Rys. 3. Ogólny widok silnika 1C22 na stanowisku badawczym.

5. System odprowadzania spalin (na schemacie — „e”). Na drodze przewodu odprowadzającego spaliny zainstalowano przepustnicę dławiącą 15 oraz rozprężnik tłumiący hałasy gazów spalinowych 14.

6. Sprzęgnięcie silnika 1 z hamulcem 16 uzyskano przez zastosowanie wału przegubowego typu „Jurid”.

7. Stanowisko było wyposażone w hamulce f-my Froude typ Dynamatic Mk II, który zgodnie z podaną na rys. 2 charakterystyką, mógł opanować przy 1000 obr/min. moc tylko do 115 KM.

8. Rozruch silnika następował za pomocą wolnobieżnego silnika elektrycznego 17 poprzez przekładnię pasową.

Ogólny widok silnika na stanowisku prób obrazuje fotografia na rys. 3.

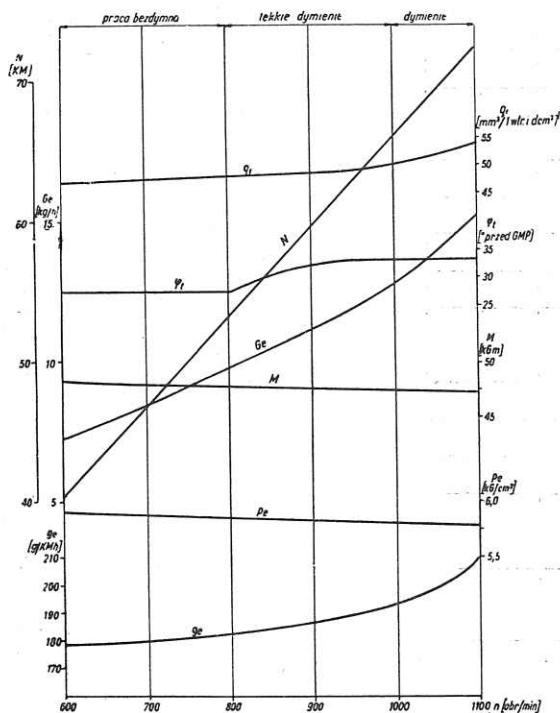
Paliwo i olej

Podczas prób silnika stosowano olej napędowy I wg PN-55/C-96048, a jako olej smarny — początkowo Lux 10 wg PN-53/C-96085, a następnie D11d.

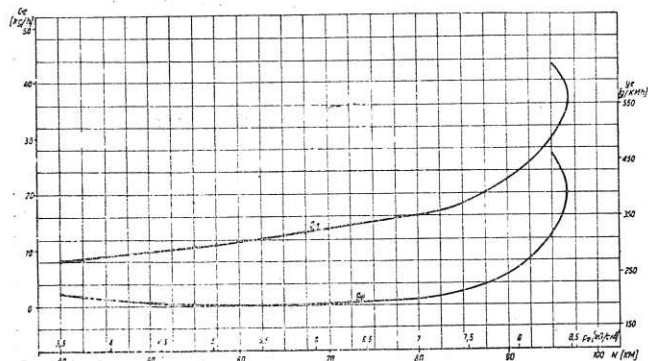
Próby silnika bez doładowania

Po 60-godzinny docieraniu silnika przystąpiono do prób, które ze względów technicznych i ze względu na przyszłe zastosowanie silników rodziny C22 miały ograniczony zakres. Wykonane zostały tylko niezbędne próby dla zorientowania się o możliwościach i zasadniczych parametrach pracy silnika.

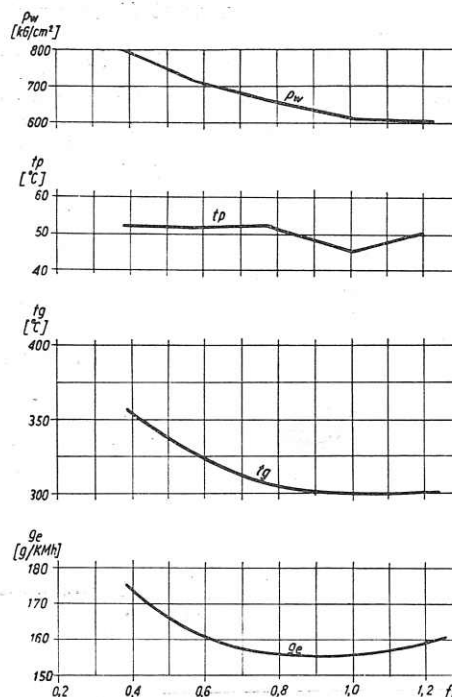
Droga prób wytypowano pierwsze przybliżenie optymal-



Rys. 4. Charakterystyka zewnętrzna silnika 1C22 bez doładowania.



Rys. 5. Charakterystyka obciążeniowa silnika 1C22 bez doładowania, dla $n = 1000$ obr/min.



Rys. 6. Zasadnicze parametry pracy silnika 1C22 w funkcji przekroju otworów końcówki wtryskiwacza, dla $N = 100$ KM i $n = 1000$ obr/min.

nej regulacji silnika, która przy istniejących elementach była następująca:

- kąt otwarcia zaworów wlotowych — 6° przed GMP,
- kąt zamknięcia zaworów wlotowych — 23° po DMP,
- kąt otwarcia zaworów wylotowych — 32° przed DMP,
- kąt zamknięcia zaworów wylotowych — 3° po GMP,
- średnia tłoczka pompy wtryskowej — 15 mm,
- ciśnienie otwarcia iglicy wtryskiwacza — 220 kg/cm^2 ,
- końcówka wtryskiwacza — $160^\circ/6$ otworów $\varnothing 0,3 \text{ mm}$,
- geometryczny początek wtrysku przy 1000 obr/min. — 33° przed GMP,
- stosunek sprężania — $\epsilon = \text{około } 15,5$

W tych warunkach, przy 66 KM i 1000 obr/min. (moc wg założeń konstrukcyjnych), jednostkowe zużycie paliwa wynosiło 192 g/KMh . Najniższe jednostkowe zużycie paliwa wynosiło 179 g/KMh , przy mocy 40,5 KM i 600 obr/min. Oczywiście silnik przy 1000 obr/min. rozwijał znacznie większą moc, ale powyżej 80 KM wzrastało szybko jednostkowe zużycie paliwa.

Na rys. 4 podano charakterystykę zewnętrzną silnika 1C22, a na rys. 5 charakterystykę obciążeniową dla $n = 1000$ obr/min. przy podanej regulacji.

Badania silnika z doładowaniem

1. Dobór końcówki wtryskiwacza. Badania mające na celu dobór optymalnych parametrów końcówki wtryskiwacza zostały wykonane dla dwóch zakresów obrotów najczęściej występujących w przewidywanych warunkach eksploatacyjnych silników rodziny C22, a mianowicie dla $n = 600$ obr/min. oraz dla $n = 1000$ obr/min. W próbach tych jako wielkości ustalone przyjęto:

- kąty otwarcia zaworów ssących i wydechowych,

- geometryczny kąt początku wtrysku paliwa (umownie przyjęto za geometryczny kąt początku wtrysku paliwa kąt odpowiadający początkowi ruchu tłoczka pompy paliwowej),
- ciśnienie otwarcia iglicy wtryskiwacza,
- ciśnienie powietrza doprowadzanego do silnika,
- średnicę tłoczka pompy paliwowej.

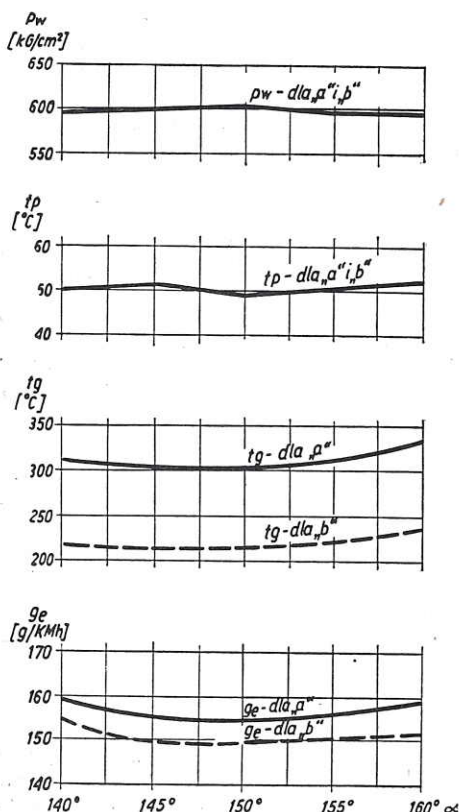
W czasie badania zmieniono końcówki wtryskiwacza, przy czym różniły się one między sobą łącznym przekrojem otworków wtryskowych, kątem wzajemnego pochylenia otworków, średnicą i ilością otworków. Stosowano końcówki czeskie f-my P. A. L. oraz angielskie f-my Bryce Berger. Wyniki uzyskane w czasie badań zestawiono na rys. 6 i 7. Wykresy zostały tak sporządzone, ażeby w możliwie najwyraźniejszy sposób wykazać wpływ poszczególnych czynników na zasadnicze parametry pracy silnika.

Na rys. 6 pokazano wpływ łącznego przekroju otworków wtryskowych na parametry pracy silnika. Z wykresu wynika co następuje:

- jednostkowe zużycie osiąga wartość minimalną 155 g/KMh dla $f = 0,9 \text{ mm}^2$,
- temperatura gazów spalinowych maleje ze wzrostem powierzchni otworków wtryskowych — od wartości 360°C dla $f = 0,38 \text{ mm}^2$, do wartości 200°C dla $f = 1,2 \text{ mm}^2$,
- ciśnienie wtrysku paliwa maleje ze wzrostem powierzchni otworków wtryskowych — od wartości $p_w = 800 \text{ kg/cm}^2$ dla $f = 0,38 \text{ mm}^2$, do wartości $p_w = 600 \text{ kg/cm}^2$ dla $f = 1,2 \text{ mm}^2$.

Na rys. 7 przedstawiono wpływ kąta wzajemnego pochylenia otworków końcówki wtryskiwacza. Z analizy krzywych obrazujących zmiany poszczególnych parametrów pracy silnika wynika co następuje:

- jednostkowe najniższe zużycie paliwa osiąga się w zakresie kąta $\alpha = 145^\circ$ do 150° , przy czym wynosi ono $g_e = 149 \text{ g/KMh}$ dla $n = 600 \text{ obr/min.}$ oraz $g_e = 155 \text{ g/KMh}$ dla $n = 1000 \text{ obr/min.}$,
- temperatura gazów spalinowych wzrasta ze wzrostem kąta α , przy czym w zakresie $\alpha = 140^\circ$ do 150° przebieg krzywej „tg” jest bardzo płaski; minimalna wartość temperatury spalin wynosi odpowiednio — $tg = 300^\circ\text{C}$ dla $n = 1000 \text{ obr/min.}$ i $tg = 210^\circ\text{C}$ dla $n = 600 \text{ obr/min.}$,
- ciśnienie wtrysku paliwa, ze względu na ustaloną w tej fazie badań wartość łącznego przekroju otworków wtryskowych ($f = 0,9 \text{ mm}^2$) było praktycznie niezmiennie i wynosiło $p_w = 630 \text{ kg/cm}^2$.



Rys. 7. Wpływ kąta rozpylenia paliwa na zasadnicze parametry pracy silnika 1C22 (a — dla $N = 100 \text{ KM}$ i $n = 1000 \text{ obr/min.}$; b — dla $N = 50 \text{ KM}$ i $n = 600 \text{ obr/min.}$).

Badania nad doбором optymalnej ilości otworków w końcówkach wtryskiwaczy ograniczono, ze względu na posiadany asortyment końcówek, do przebadania trzech wielkości, a mianowicie końcówki posiadające 6, 8 i 12 otworków. Z badań tych wynikało, że wielkością optymalną jest końcówka posiadająca 8 otworków. W wyniku opisanych badań, dla dalszych prób przyjęto końcówkę o następujących parametrach:

- ilość otworków — 8,
- średnica otworków — $0,38 \text{ mm}$,
- łączny przekrój otworków — $f = 0,9 \text{ mm}^2$,
- kąt wzajemnego pochylenia otworków — $\alpha = 150^\circ$.

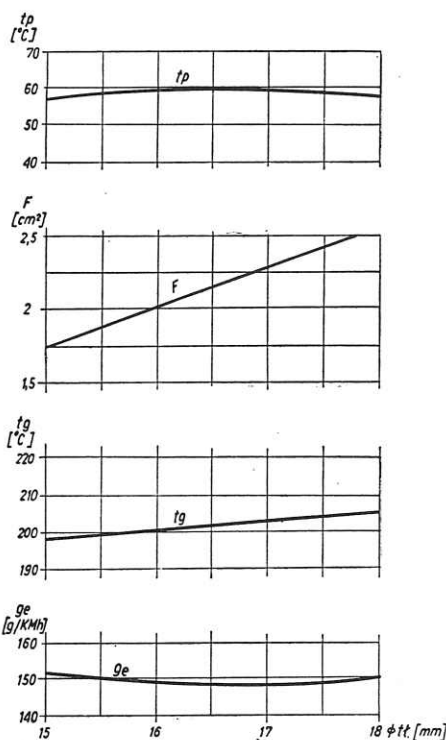
Oczywiście badania te nie wyczerpują zagadnienia doboru końcówki wtryskiwacza, dając jedynie pierwsze przybliżenie optymalnej dla silników C22 końcówki. CBKSS będzie prowadził dalsze badania celem ostatecznego określenia parametrów końcówek wtryskiwaczy, jakie będą stosowane w silnikach rodziny C22.

2. Dobór średnicy tłoczka pompy wtryskowej. Tą grupę pomiarów wykonano ustalając, podobnie jak w przypadku doboru końcówki wtryskiwacza, następujące wielkości:

- kąty otwarcia zaworów ssących i wydechowych,
- geometryczny kąt początku wtrysku paliwa,
- ciśnienie otwarcia iglicy wtryskiwacza,
- ciśnienie powietrza doprowadzanego do silnika, oraz uznane za optymalne w wyniku poprzednich badań parametry końcówki wtryskiwacza (kąt, ilość otworków i średnicę otworków). Wielkością zmienną była średnica tłoczka pompy wtryskowej f-my Bryce Berger, zastosowana dla tego silnika. Pomiary wykonano dla 600 oraz 1000 obr/min., zmieniając średnicę tłoczka pompy w granicach od 15 do 18 mm, co 1 mm. Wyniki badań są przedstawione na rys. 8 i 9.

Z analizy przebiegu krzywych obrazujących zmiany poszczególnych parametrów pracy silnika wynika co następuje:

- przy pracy silnika z prędkością obrotową 600 obr/min. zmiana średnicy tłoczka pompy wtryskowej nie ma praktycznego znaczenia dla wartości jednostkowego zużycia paliwa g_e , które w całym zakresie przeprowadzanych badań zawarte było w granicach 148 do 150 g/KMh,
- przy pracy silnika z prędkością obrotową 1000 obr/min. minimalną wartość jednostkowego zużycia paliwa uzyskuje się przy średnicy tłoczka pompy wynoszącej 16 mm, przy czym wynosi ono około 155 g/KMh; dalsze powiększenie średnicy tłoczka nie wpływa w sposób widoczny na wielkość g_e ,

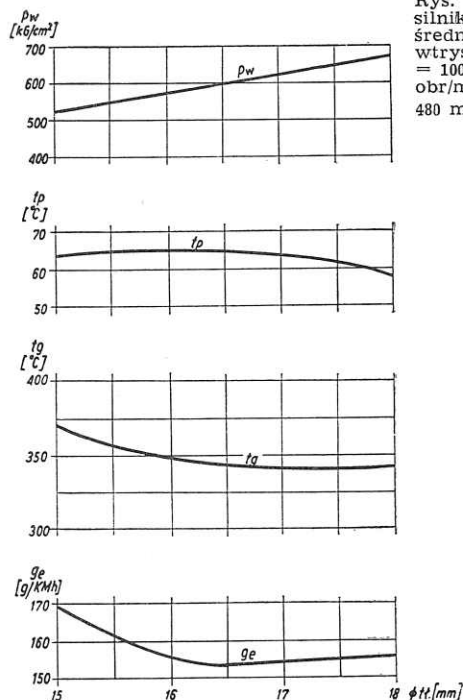


Rys. 8. Wyniki badania silnika 1C22 w funkcji średnicy tłoczka pompy wtryskowej, dla $N = 50 \text{ KM}$ i $n = 600 \text{ obr/min.}$ przy $p_d = 480 \text{ mm Hg}$ i $\phi_t = 25,5^\circ$ przed GMP.

- wartość temperatury gazów spalinowych, mierzona w kolektorze wydechowym silnika, maleje ze wzrostem średnicy tłoczka pompy od wartości 370°C (przy $d = 15 \text{ mm}$) do 340°C (przy $d = 18 \text{ mm}$); zjawisko to tłumaczy się lepszym rozpyleniem paliwa przy wyższych ciśnieniach wtrysku i związanym z tym tym sprawniejszym przebiegiem procesu spalania,

- z analizy przebiegu linii zmian ciśnienia wtrysku paliwa, mierzonego oscylografem R.F.T. przy pompie wtryskowej wynika, że wraz ze wzrostem średnicy tłoczka pompy rośnie również wielkość ciśnienia wtrysku (od wartości 520 kg/cm^2 do około 670 kg/cm^2), co pociąga za sobą wzrost wartości maksymalnego ciśnienia spalania, powodując twardy bieg silnika; jako optymalną średnicę tłoczka pompy wtryskowej uznano 16 mm.

3. Badania nad doбором krzywek i kątów sterowania zaworami. Podczas tych pomiarów stosowano krzywki zaworowe o kącie rozwarcia 140° , 145° i 150° , dające kąty otwarcia zaworów 280° , 290° i 300° obrotu wału kor-



Rys. 9. Wyniki badań silnika 1C22 w funkcji średnicy tłoczka pompy wtryskowej, dla $N = 100$ KM i $n = 1000$ obr/min. przy $p_d = 480$ mm Hg i $\varphi_t = 29^\circ$ przed GMP.

i nadciśnieniu doładowania 480 mm Hg jednostkowe zużycie paliwa wyniosło 159 g/KMh. Ostatecznie, do zastosowania w silniku 8C22, uznano za najkorzystniejsze następujące kąty:

- otwarcie zaworów wylotowych — 57° przed DMP
- zamknięcie zaworów wylotowych — 63° po GMP
- otwarcie zaworów wlotowych — 70° przed GMP
- zamknięcie zaworów wlotowych — 50° po DMP

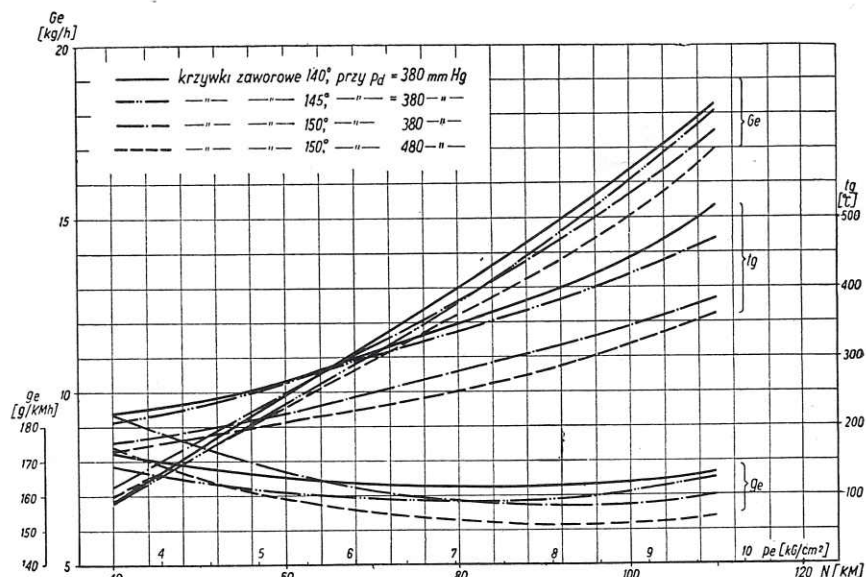
Przy takim ustawieniu rozrządu jednostkowe zużycie paliwa wynosiło 156 g/KMh dla mocy 100 KM przy 1000 obr/min.

4. Badanie wpływu ciśnienia doładowania. Na rys. 12 przedstawiono wpływ ciśnienia powietrza, dostarczanego do silnika, na parametry pracy. Badanie to przeprowadzono przy ustalonej dawce paliwa dla 1000 obr/min. Zmiana ciśnienia doprowadzanego powietrza, osiągana była na drodze regulacji wielkości upustu powietrza w zbiorniku wyrównawczym. Z analizy przebiegu poszczególnych krzywych zestawionych na wykresie wynika, że:

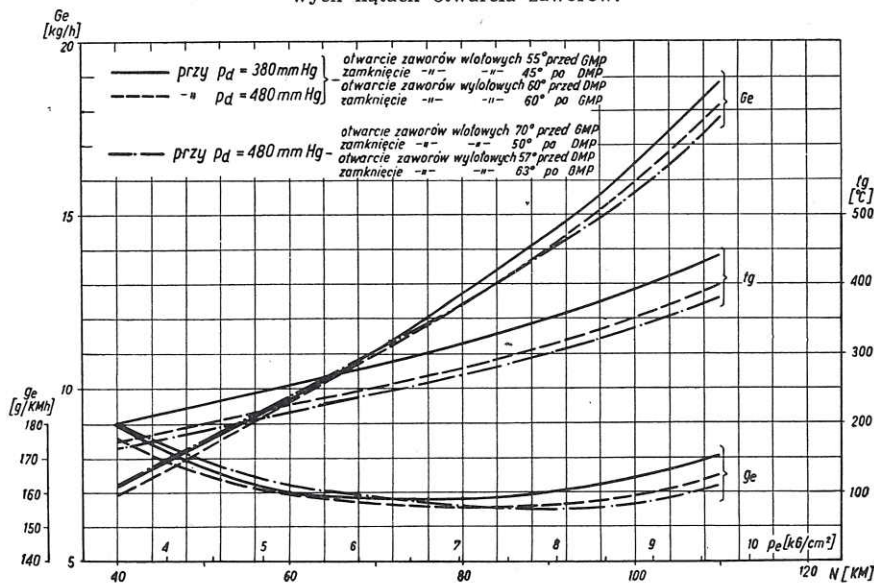
- jednostkowe zużycie paliwa maleje ze wzrostem ciśnienia powietrza — od wielkości 168 g/KMh do 153 g/KMh, zbliżając się asymptotycznie do tej wartości już przy ciśnieniu 550 mm Hg,
- maksymalne ciśnienie spalania (mierzone oscylografem f-my R.F.T.) wzrasta ze wzrostem ciśnienia powietrza — od wartości 86 kG/cm² do 115 kG/cm²,
- temperatura gazów spalinowych maleje ze wzrostem ciśnienia powietrza — od wartości 460°C do 320°C .

bowego. Zmieniano również kąty otwarcia i zamknięcia zaworów oraz wzajemny kąt między krzywą zaworów wlotowych i krzywą zaworów wylotowych. Wykres na rys. 10 podaje najlepsze wyniki uzyskane przy stosowaniu poszczególnych krzywek.

Przy nadciśnieniu doładowania 380 mm Hg powiększenie kątów otwarcia zaworów powoduje obniżanie jednostkowego zużycia paliwa — w rejonie wyższych średnich ciśnień użytecznych (powyżej $p_e = 8$ kG/cm²), oraz obniżanie średniej temperatury spalin. Dla krzywki o kącie rozwarcia 150° przeprowadzono również pomiary przy nadciśnieniu doładowania 480 mm Hg. Osiągnięto dalsze obniżenie jednostkowego zużycia paliwa przy wyższych obciążeniach oraz dalsze obniżenie średniej temperatury spalin; i tak dla mocy 100 KM przy 1000 obr/min. ($p_e = 8,8$ kG/cm²), jednostkowe zużycie paliwa wynosiło 151 g/KMh, a średnia temperatura spalin — 320°C . Wyniki podane na rys. 10, aczkolwiek bardzo pozytywne, osiągnięte zostały przy kątach otwarcia zaworów pasujących raczej do doładowania sprężarką napędzaną mechanicznie. Charakteryzowały się one dość późnym początkiem otwarcia zaworów wylotowych i dość wczesnym zamknięciem zaworów wlotowych. Przy doładowaniu turbosprężarkami które przewidziane są dla silników użytkowych rodziny C22, stosowane kąty otwarcia dawałyby zbyt małą energię spalin, która zapewne nie wystarczałaby do osiągnięcia przez turbosprężarkę odpowiedniej liczby obrotów (a zatem ciśnienia i wydatku powietrza). Dlatego wykonano pomiary przy kątach otwarcia zaworów zalecanych przez współpracującego z turbosprężarką f-mę Brown-Boweri dla silnika (rys. 11). Otrzymane wyniki są nieco gorsze niż wyniki optymalne uzyskane w poprzednich badaniach, bowiem dla mocy 100 KM przy 1000 obr/min.



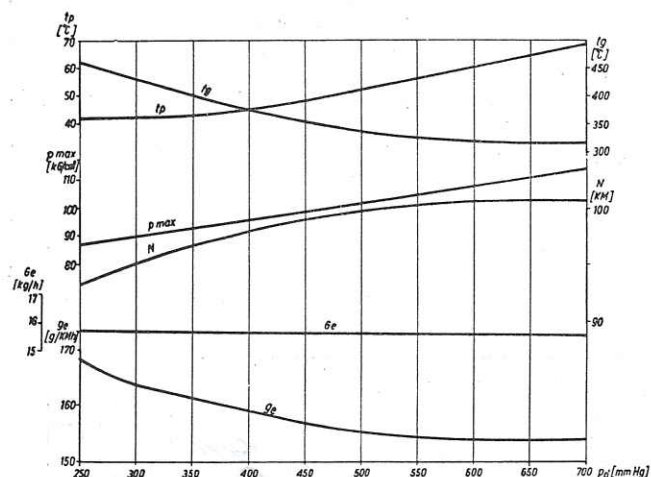
Rys. 10. Charakterystyka obciążeniowa silnika 1C22, dla $n = 1000$ obr/min. przy nietypowych kątach otwarcia zaworów.



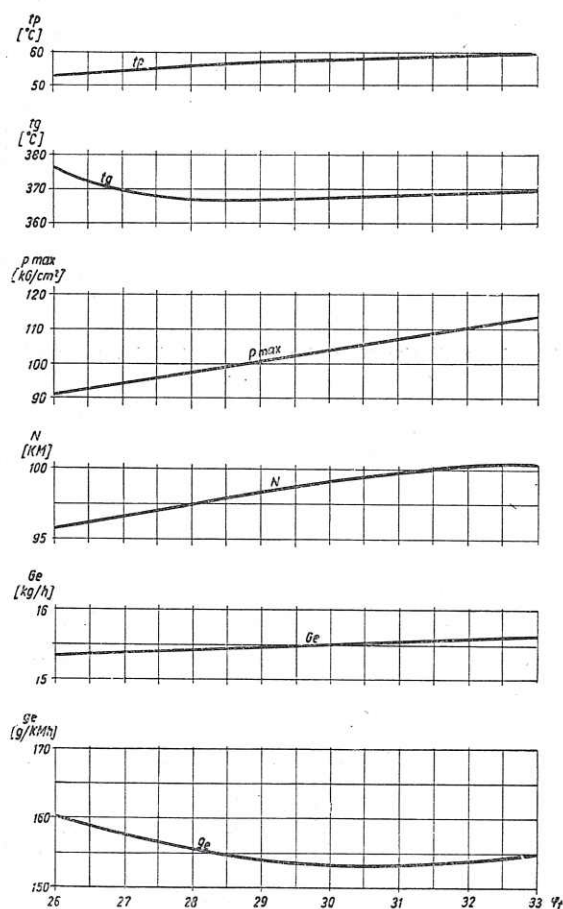
Rys. 11. Charakterystyka obciążeniowa silnika 1C22, dla $n = 1000$ obr/min. przy typowych kątach otwarcia zaworów.

Mając na względzie wielkość ciśnienia spalania, za optymalną wartość ciśnienia powietrza doprowadzanego do silnika przyjęto $p_d = 480$ mm Hg. Począwszy od tej wielkości, przy dalszym wzroście p_d , zmiana jednostkowego zużycia paliwa jest niewielka, natomiast odpowiadające mu ciśnienie spalania p_{max} nie przekracza 100 kg/cm^2 .

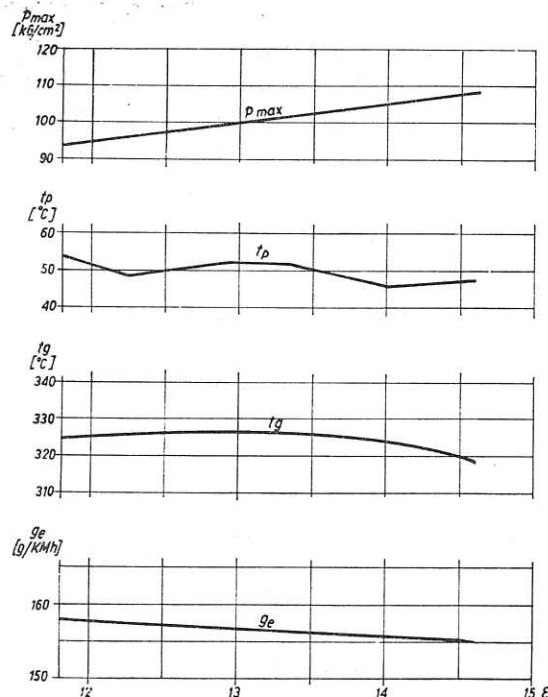
5. Wpływ kąta początku wtrysku na pracę silnika. W badaniu tym umownie przyjęto geometryczny kąt początku wtrysku paliwa, przy którym tłoczek pompy paliwowej rozpoczyna ruch tłoczący paliwo. Przy zastosowanej na silniku 1C22 pompie paliwowej takie założenie jest słuszne i dopuszczalne. Oczywiście rzeczywisty początek wtrysku paliwa, będzie przesunięty w stosunku do umownego o kilkanaście stopni w zależności od przyjętych parametrów układu wtryskowego (ciśnienia otwarcia iglicy itp.). Wyniki tych badań zo-



Rys. 12. Wyniki badań silnika 1C22 w funkcji ciśnienia doładowania dla $n = 1000$ obr/min.



Rys. 13. Wyniki badań silnika 1C22 w funkcji kąta początku wtrysku, dla $n = 1000$ obr/min. przy $p_d = 480$ mm Hg.



Rys. 14. Wpływ stopnia sprężania na zasadnicze parametry pracy silnika 1C22, dla $N = 100$ KM i $n = 1000$ obr/min.

stały przedstawione w sposób graficzny na rys. 13, z którego wynika, że:

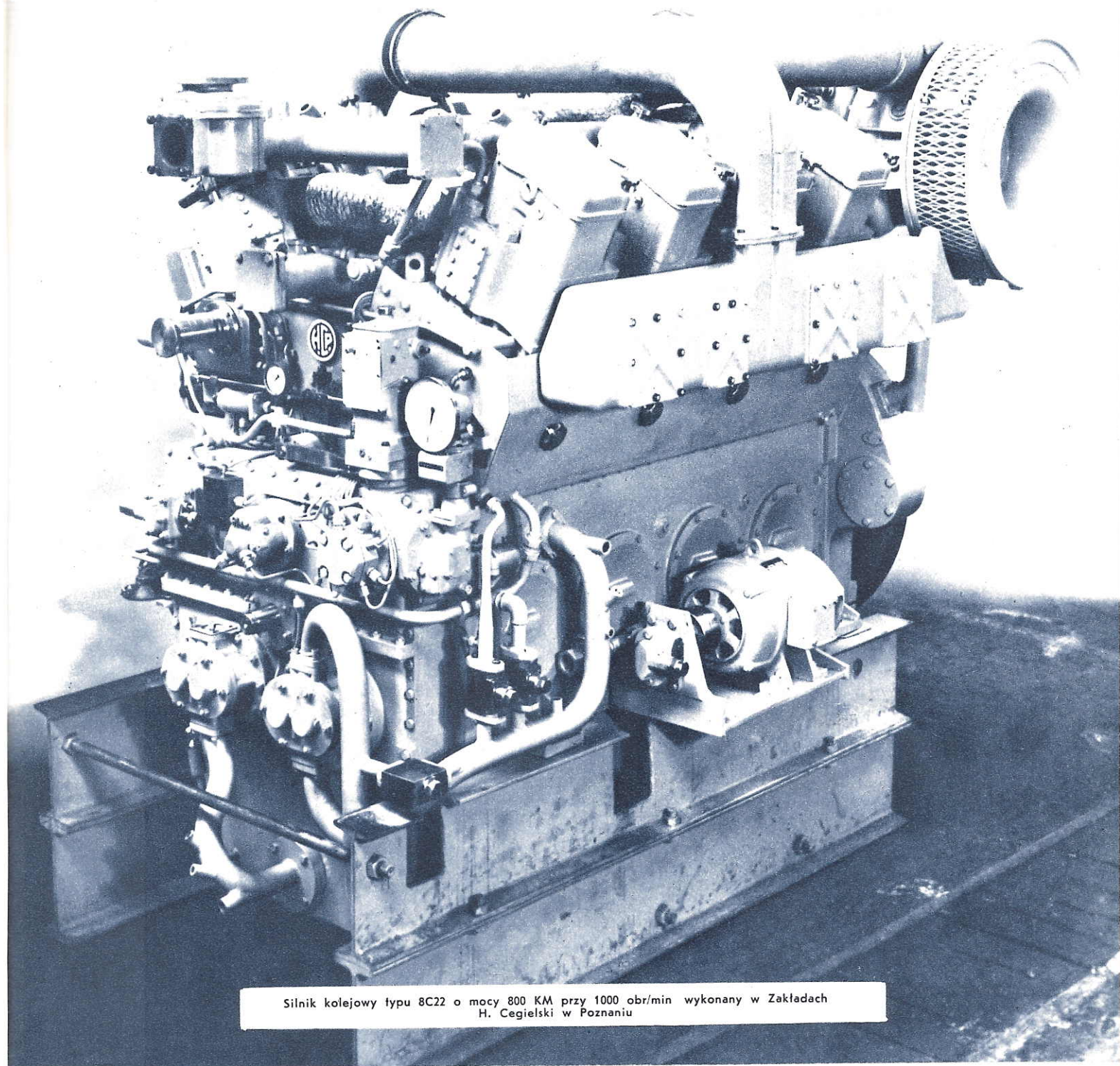
- jednostkowe zużycie paliwa osiąga minimalną wartość dla kąta początku wtrysku paliwa zawartego w granicach od 29° do 31° przed GMP, przy czym wynosi ono około 154 g/KMh ,
- maksymalne ciśnienie spalania rośnie ze wzrostem kąta początku wtrysku paliwa od wielkości $p_{max} = 90 \text{ kg/cm}^2$ przy $\varphi_t = 26^\circ$ do $p_{max} = 118 \text{ kg/cm}^2$ przy $\varphi_t = 33,5^\circ$,
- średnia temperatura gazów spalinowych t_g maleje ze wzrostem kąta początku wtrysku od 375°C dla $\varphi_t = 26^\circ$ do 370°C dla $\varphi_t = 33,5^\circ$.

W oparciu o wyniki powyższych badań przyjęto jako optymalny kąt początku wtrysku $\varphi_t = 29^\circ$, kąt taki będzie zastosowany w pierwszych pięciu budowanych silnikach 8C22. Dla kąta $\varphi_t = 29^\circ$ wartość $g_e = 154 \text{ g/KMh}$, natomiast $p_{max} = 100 \text{ kg/cm}^2$.

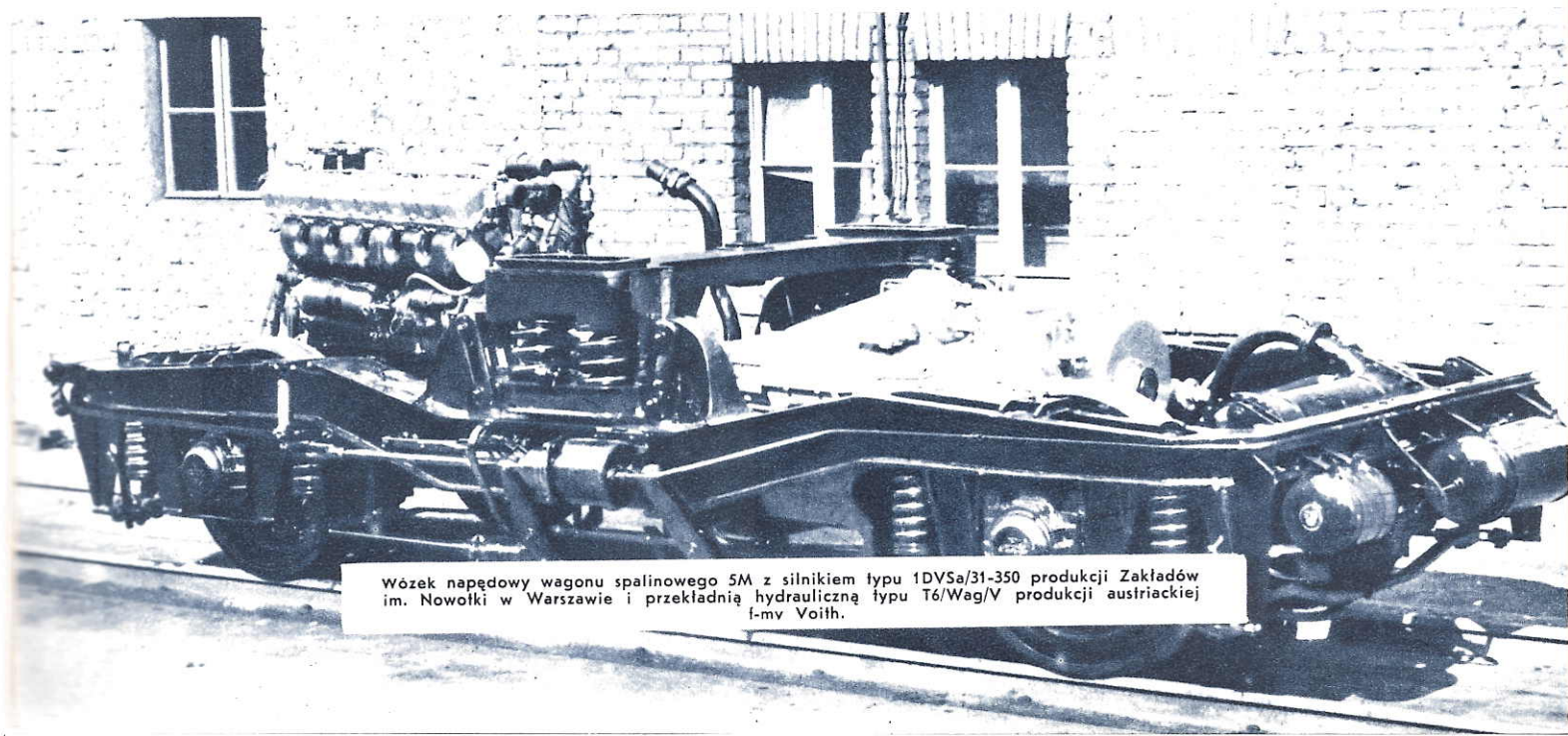
6. Wpływ zmiany stosunku sprężania. Zmianę stosunku sprężania ϵ w granicach 11,95 do 14,6 przeprowadzano na drodze stosowania podkładek stalowych o różnych grubościach, zakładanych pod głowicę cylindra. Grubość podkładek wahała się w zależności od wymaganego ϵ w granicach od 1 do 5 mm. Należy podkreślić, że przy takiej metodzie uzyskiwania zmienności stosunku sprężania ϵ , zmieniano równocześnie odległość końcówki wtryskiwacza od dna tłoka. Zakłóciło to niewątpliwie prawidłowość przebiegu zmian poszczególnych parametrów silnika. W związku z tym należy stwierdzić, że uzyskane w tym badaniu wyniki, są sumą wpływów zmiany ϵ oraz zmiany odległości końcówki wtryskiwacza od dna tłoka. Uzyskane wyniki zostały zobrazowane na rys. 14, z którego wynika, że:

- temperatura gazów spalinowych t_g zmienia się bardzo nieznacznie w zakresie badanych stosunków sprężania,
- jednostkowe zużycie paliwa maleje stosunkowo nieznacznie ze wzrostem ϵ (przy $\epsilon = 11,95$ $g_e = 158 \text{ g/KMh}$; przy $\epsilon = 14,6$ $g_e = 155 \text{ g/KMh}$),
- maksymalne ciśnienie spalania rośnie ze wzrostem stosunku sprężania od wartości $p_{max} = 94 \text{ kg/cm}^2$ przy $\epsilon = 11,95$ do $p_{max} = 109 \text{ kg/cm}^2$ przy $\epsilon = 14,6$.

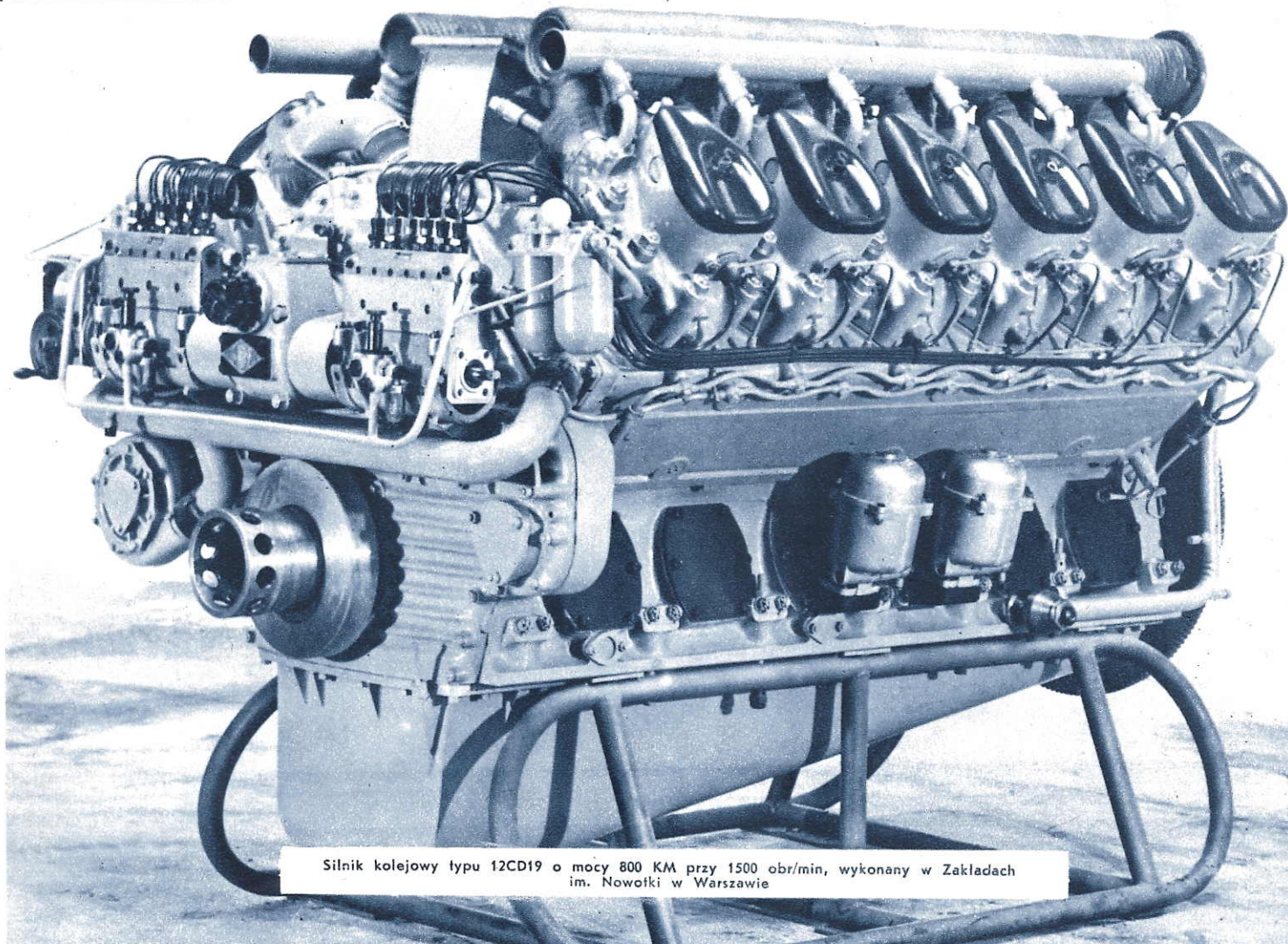
Tak niewielką zmianę jednostkowego zużycia paliwa w funkcji wzrostu ϵ , należy przypisać występującemu również wpływowi zmiany odległości końcówki wtryskiwacza od dna tłoka. Zauważono już w poprzednich badaniach, że powiększanie tej odległości wpływa korzystnie na wartość jednostkowego zużycia paliwa. Spostrzeżenie to spowodowało rozszerzenie badań silnika 1C22 w kierunku dalszego doboru kształtu komory sprężania w tłoku, tak aby zapewnić uzyskanie optymalnej odległości końcówki wtryskiwacza od dna tłoka.



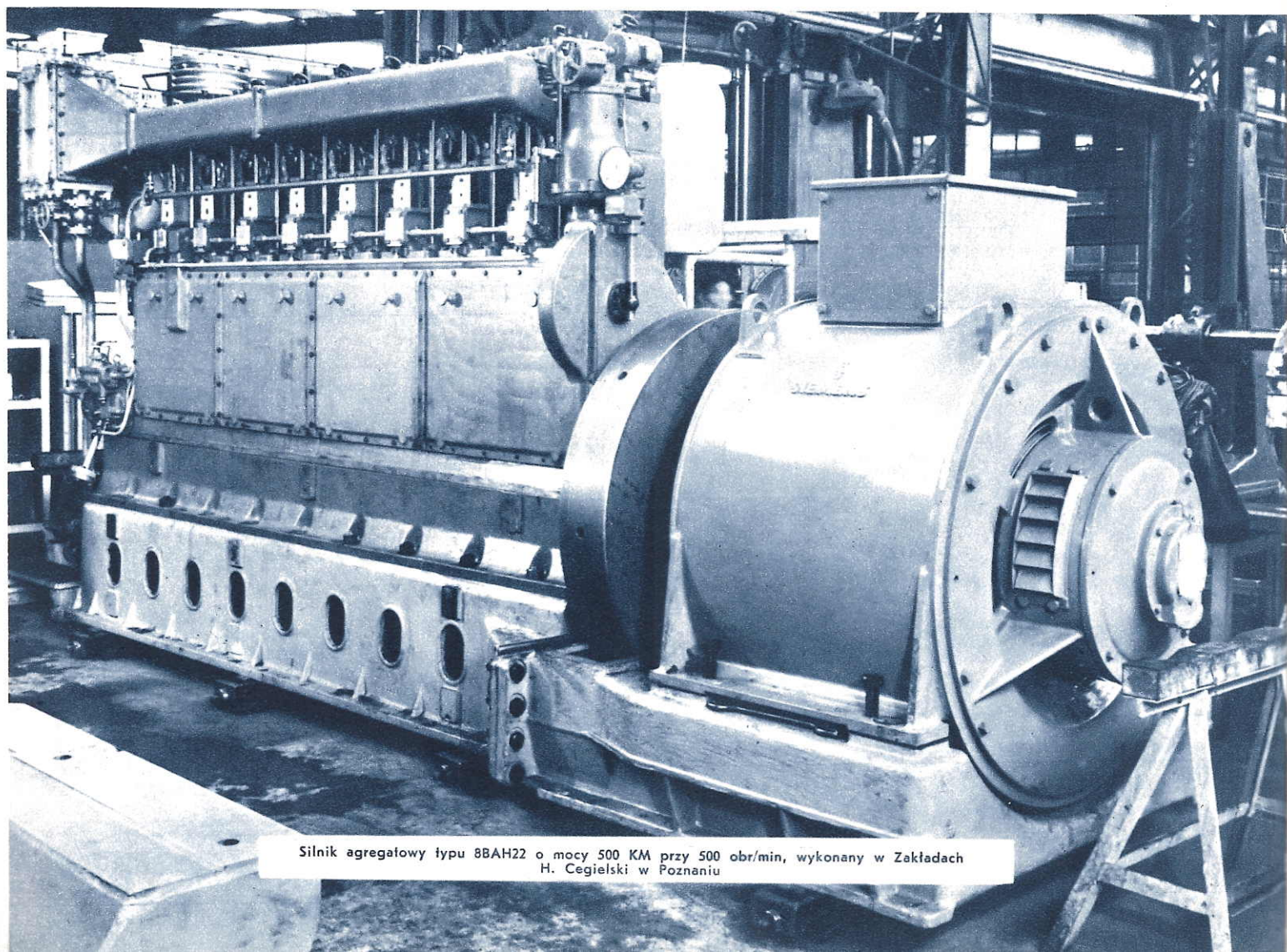
Silnik kolejowy typu 8C22 o mocy 800 KM przy 1000 obr/min wykonany w Zakładach H. Cegielski w Poznaniu



Wózek napędowy wagonu spalinowego 5M z silnikiem typu 1DV5a/31-350 produkcji Zakładów im. Nowotki w Warszawie i przekładnią hydrauliczną typu T6/Wag/V produkcji austriackiej f-mv Voith.



Silnik kolejowy typu 12CD19 o mocy 800 KM przy 1500 obr/min, wykonany w Zakładach im. Nowotki w Warszawie



Silnik agregatowy typu 8BAH22 o mocy 500 KM przy 500 obr/min, wykonany w Zakładach H. Cegielski w Poznaniu

W oparciu o wyniki przeprowadzonych badań uznano za optymalny dla silników rodziny C22 stosunek sprężania $\epsilon = 13$, wychodząc z założenia, że wielkość maksymalnego ciśnienia spalania dla tej kategorii silników nie powinna przekraczać 100 kg/cm^2 .

7. Pomiary rozkładu temperatury na denku tłoka. Pomiary temperatury denka tłoka jednolitego przeprowadzono przy pomocy kołków topliwych. Zaznaczyć należy, że denko tłoka chłodzone jest olejem, krążącym pod ciśnieniem w rurce w kształcie spirali, zatopionej w denku. Olej do niej doprowadzany jest ze sworznia tłokowego, natomiast spływ oleju następuje do miski olejowej.

Kołki topliwe rozmieszczono na czterech okręgach (rys. 15). Rysunek 16 podaje wyniki pomiarów dla mocy 100 KM przy 1000 obr/min . Jak widać najniższe temperatury — w granicach około 325°C — występują w środku denka, tj. tam gdzie chłodzenie jest najbardziej intensywne. Natomiast najwyższe temperatury posiada pierścień zewnętrzny tłoka, gdzie występuje największe zgrupowanie materiału. Na wybraniach pod zawory temperatury wynoszą — przy zaworze wydechowym 350°C i 375°C przy zaworze ssącym, natomiast najwyższa — około 415°C , występuje pomiędzy wybraniami. Przeprowadzone pomiary wykazały, że temperatury denka tłoka leżą jeszcze w granicach dopuszczalnych.

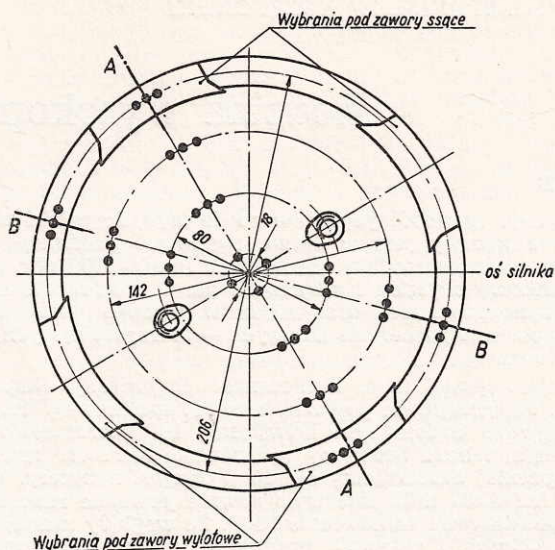
Zasadnicze usterki występujące w czasie prób silnika

Silnik 1C22 dotychczas przepracował 800 godzin i należy stwierdzić, że podczas jego pracy stosunkowo mało wystąpiło tzw. „chorób dziecińczych” konstrukcji. Oczywiście, jak zwykle podczas badań prototypu, zdarzyły się usterki w pracy silnika, czy w zachowaniu się poszczególnych jego elementów, ale były one szybko opanowane bez powodowania dłuższych postojów. Poniżej zostaną omówione zasadnicze usterki, jakie wystąpiły w czasie prób.

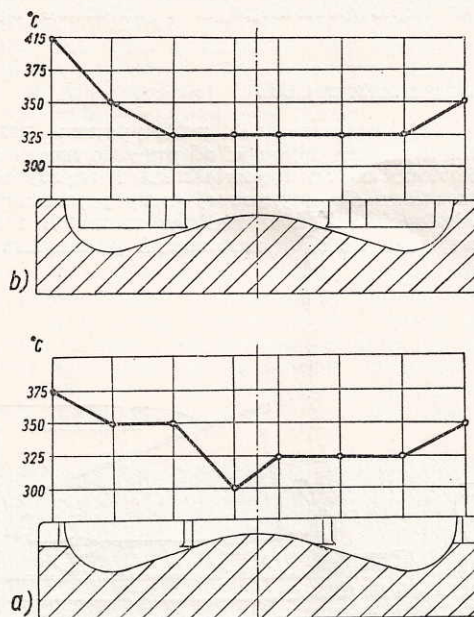
Z uwagi na trudności w terminowym otrzymaniu łożysk głównych i korbowych z brązu ołowiu B030, dopuszczono do montażu i ruchu łożyska ze stopu B025, o następującym składzie chemicznym: $\text{Sn} = 2,06\%$; $\text{Pb} = 20,79\%$; $\text{Cu} = 77,03\%$; $\text{Mn} = 0,07\%$; bez pokrycia ochronnego. Demontaż silnika po około 200 godzinach pracy ujawnił, że stop łożyskowy, szczególnie w łożysku korbowodowym, posiada siatkę pęknięć na całej powierzchni. Badania laboratoryjne wykazały, że stop posiadał duże skupienie ołowiu (nieodpowiednia struktura stopu), oraz że rysy łączyły zgrupowanie ołowiu względnie tam brały swój początek. Jak wiadomo, stop brązu ołowiu z dodatkiem cyny posiada dobre własności odlewnicze, ale jest zbyt twardy i ma skłonności do zacierania łożysk, szczególnie przy dużych skupieniach ołowiu. Zacieranie się i pęknięcie łożysk powodowało wzrost oporów wewnętrznych silnika i związane z tym podwyższenie temperatury elementów, prowadzące do zwiększania pęknięć na czopie korbowym, powstałych w czasie obróbki wykańczającej oraz do dalszego rozkładu i pęknięcia stopu. Wobec tego czopy wału korbowego zostały przeszlifowane, a łożyska (z tego samego stopu) pokryto galwanicznie warstwą ołowiu z dodatkiem cyny, o grubości $0,02 \div 0,04 \text{ mm}$. Łożyska te przepracowały 600 godzin bez awarii i nawet cienka warstwa ołowiu nie została dotychczas usunięta.

Również ze względów terminowych dopuszczono do montażu i ruchu tuleję cylindrową wykonaną ze zwykłego żeliwa modyfikowanego — ZL22M, zamiast specjalnego żeliwa stopowego. Po 194 godzinach pracy zużycie tulei w kierunku osi silnika wyniosło $0,12 \div 0,16 \text{ mm}$ a w płaszczyźnie ruchu korbowa $0,21 \div 0,23 \text{ mm}$. Stanowi to zużycie $1,08 \div 1,18 \text{ mm}$ na 1000 godzin pracy a więc parokrotnie za dużo. Przeprowadzone pomiary tulei po dalszych 484 godzinach wykazały przyrost zużycia — $0,12 \text{ mm}$ w płaszczyźnie ruchu korbowa. Stanowi to — $0,25 \text{ mm}$ na 1000 godzin pracy. Szybkość zużycia się zmalała więc przeszło 4-ro krotnie w ciągu dalszej pracy, ale wartość ta jest jeszcze przynajmniej dwukrotnie za wysoka. Dla użytego materiału tulei nie należało spodziewać się lepszych wyników, natomiast zastosowanie żeliwa stopowego prawdopodobnie sprawdzi zużycie tulei do granic dopuszczalnych.

W pierwszej fazie prób silnika występowało zjawisko



Rys. 15. Rozmieszczenie kołków topliwych na denku tłoka.



Rys. 16. Rozkład temperatur na denko tłoka silnika 1C22 (a — w płaszczyźnie A-A, b — w płaszczyźnie B-B, wg rys. 15).

pęknięcia sprężyn zaworowych, szczególnie wewnętrznych. Sprężyny wykonane były z materiału 50HFA i pochodziły z importu. Wykonawcą była f-ma austriacka — „Novak”. Pęknięcie sprężyn występowało po $70 \div 100 \text{ godzin}$ pracy. Pozostałą partię sprężyn poddano zabiegowi kulowania. Sprężyny kulowane przepracowały dotychczas po 490 godzin i jeszcze nie popękały.

Zakończenie

Warunki pracy silnika jednocylinowego, doładowanego sprężarką z obcym napędem, różnią się zasadniczo od warunków pracy silnika wielocylinowego doładowanego turbosprężarką, szczególnie w zakresie obciążeń częściowych. Tym nie mniej przeprowadzone badania pozwoliły ustalić regulację dla silnika wielocylinowego oraz pozwoliły stwierdzić, że założone konstrukcyjne wartości docelowe dla silników rodziny C22 mogą być osiągnięte przy stosunkowo niskim zużyciu paliwa.

W dalszym etapie prób będą prowadzone badania nad wysokim doładowaniem silnika powietrzem chłodzonym, w celu osiągnięcia mocy 150 KM przy 1000 obr/min . i dla ustalenia niezbędnych ku temu warunków.

Rodzina wysokoprężnych silników CD 19

Wstęp

Istnieje zgodność poglądów co do tego, że polski przemysł silnikowy jest w stanie opanować produkcję dobrych silników średnio obrotowych (około 1000 obr/min.) stosunkowo ciężkich i większych ale o długich okresach międzynaaprawczych, oraz silników wysoko obrotowych (1500 obr/min.) znacznie lżejszych — korzystniejszych gabarytowo.

Stojąca przed nami konieczność aktywizacji eksportu czyni też jasnym, że poważny eksport spalinowego taboru kolejowego będzie tym łatwiejszy, im nowocześniejsze jednostki taboru będziemy w możności oferować oraz im elastyczniej dostosujemy się do wymagań nabywcy. Eksport ten może mieć ilościowo równie poważne znaczenie, jak podstawowe zamówienie PKP. Te względy uzasadniają możliwość i celowość produkcji w kraju dwu rodzin silników wysokoprężnych dla kolejnictwa.

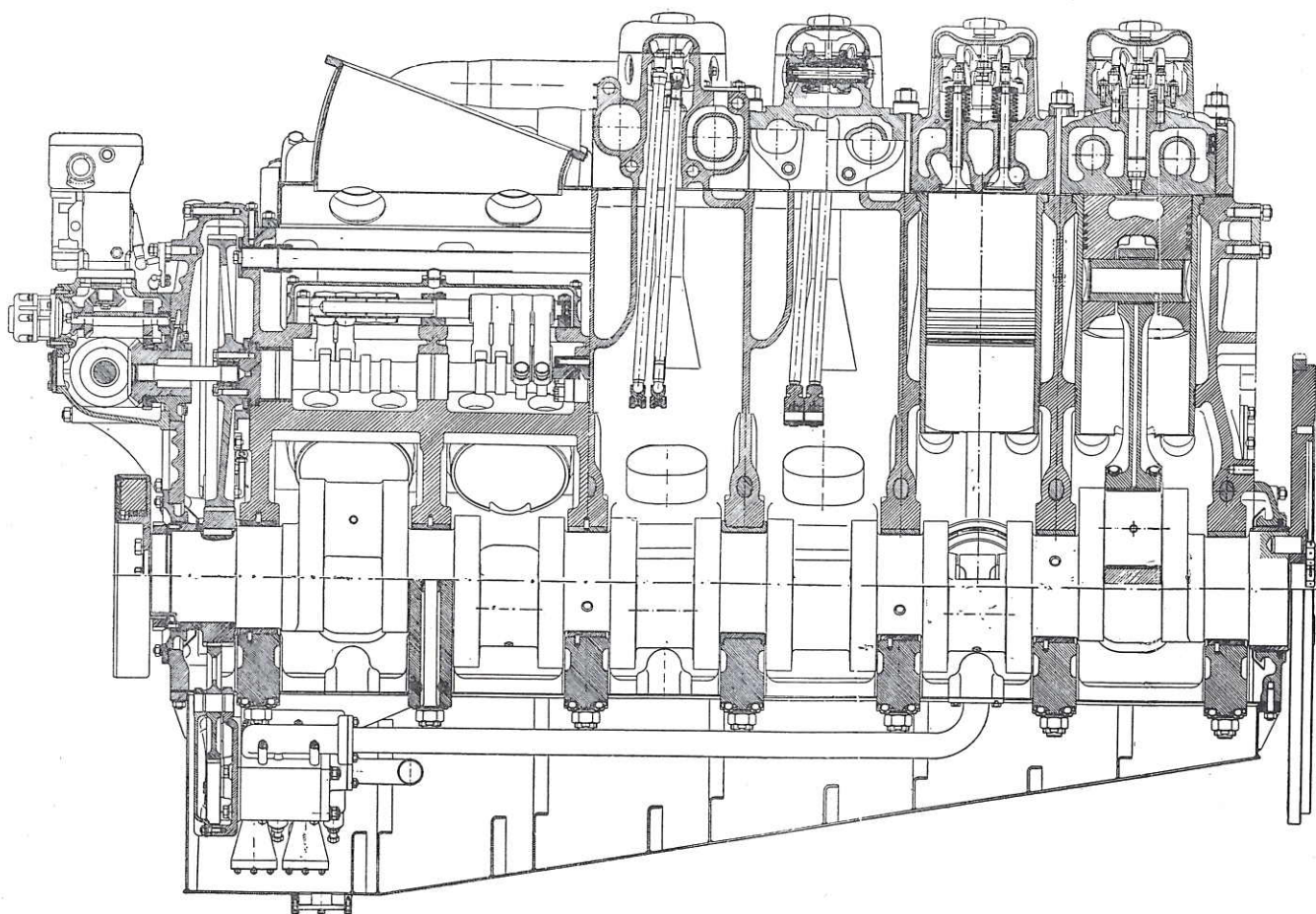
Współistnienie dwu dobrze wzajemnie ustawionych rodzin silników jest w stanie dać przemysłowi taboru kolejowego możliwości budowy każdego typu jednostki spalinowej w najnowocześniejszym i aktualnie żądanym układzie.

Opis rodziny silników CD19

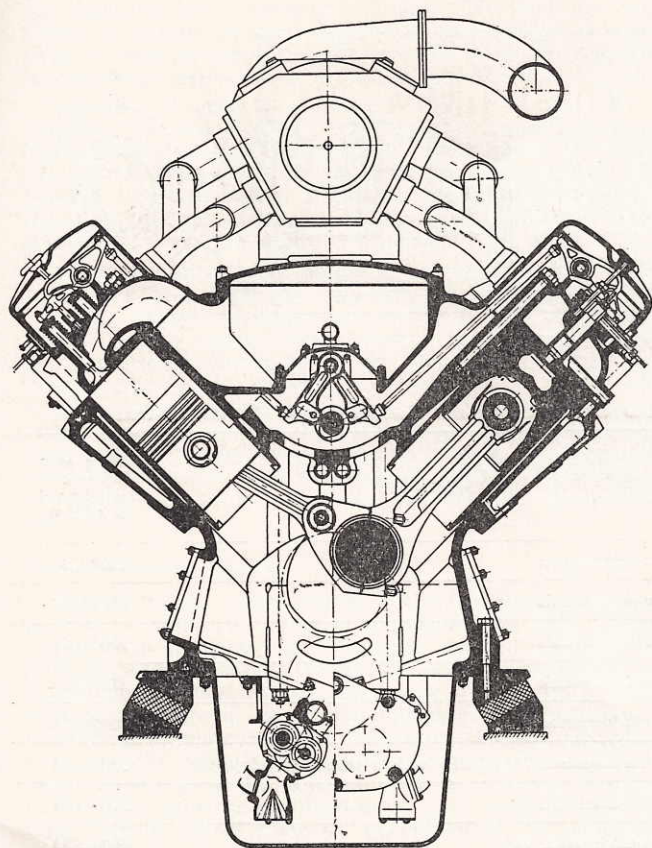
Silniki CD19 konstruowane i prototypowane przez Zakład Mechaniczny im. Nowotki od przeszło trzech lat, zostały ustawione co do typowości i zaprojektowane z przeznaczeniem dla najszerszej gamy pojazdów szynowych, niektórych napędów statków morskich i żeglugi śródlądowej oraz licznych zastosowań przemysłowych.

Ogólny układ konstrukcyjny odmian widlastych przedstawiają rysunki 1 i 2. Kąt rozwidlenia osi cylindrów 90° przyjęto z kilku względów. Przy średnicy cylindra 190 mm i skoku tłoka 210/222 mm silnik ma jeszcze umiarkowaną największą szerokość (1460 mm) i jest stosunkowo niski nawet z zabudowaną ponad nim turbosprężarką. Obszerne wolne miejsce wewnątrz rozwidlenia, ograniczone ścianami bloków cylindrowych i pokrywą niosącą turbosprężarkę, zostało wykorzystane na wspólny zasobnik powietrza zasilającego cylindry. Zasobnik ten łączy się bezpośrednio z kanałami ssącymi głowic, co uwalnia silnik od jakichkolwiek kolektorów powietrznych, polepszając dostęp do głowic i upraszczając ich demontaż.

Korpus silnika wraz z blokami cylindrowymi stanowi wspólny odlew ze stropu lekkiego o wielkiej sztywności w obydwu głównych płaszczyznach. Ponad przeciętną miarę dokładnie zwymiarowane czopy główne wału korbowego dobrze przylegają do czopów korbowodowych. Duża sztywność giętą i skrętną korpusu oraz wału korbowego, a także niskie naciski jednostkowe we wszystkich łożyskach silnika są podstawowymi cechami konstrukcyjnymi, w wyniku których oczekuje się długich przebiegów międzynaaprawczych. Małe naciski w łożyskach głównych i korbowodowych osiągnięto pomimo, że odległość osi cylindrów (270 mm) została przyjęta zaledwie $1,42 \times D$. Jest to wynikiem zastosowania konstrukcji przyczepnej korbowodów, pozwalającej na bardzo dobre wykorzystanie czynnej długości czopa korbowodowego. Podział pomiędzy korbowodem i pokrywą jego stopy umożliwia łatwy demontaż tłoków z korbowodami przez tuleje cylindrowe, po zdjęciu głowicy — osobnej dla każdego cylindra.



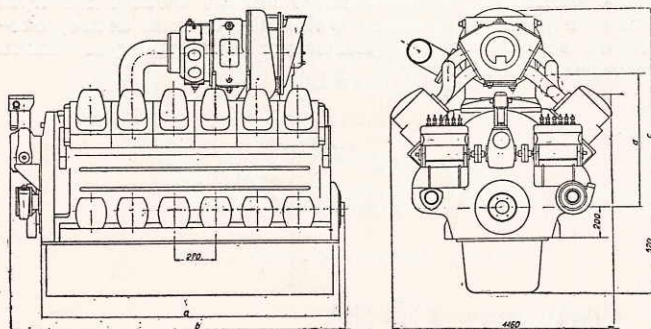
Rys. 1. Przekrój podłużny silnika V12CD19.



Rys. 2. Przekrój poprzeczny silnika V8CD19T.

TABLICA 1. Wymiary gabarytowe silników widlastych CD19 w mm

Odmiana silnika	a	b	c	d
V6CD19	1140	1390	—	880
V8CD19	1410	1660	—	880
V12CD19	1950	2200	—	880
V8CD19T	1410	1660	1285	—
V12CD19T	1950	2200	1325	—
V16CD19T	2490	2740	1325	—



Rys. 3. Gabaryty odmian widlastych silników CD19.

Niewielka odległość osi cylindrów, szczególnie niska budowa przy nie nadmiernie dużej szerokości, wykorzystanie miejsca w rozwidleniu cylindrów, brak kolektorów ssących i wystarczająca dostępność elementów układu korbowego przez okna obsługowe, czynią konstrukcję widlastych silników CD19 istotnie zwartą, korzystną gabarytowo i dobrze dostępną do przeglądów i prac obsługowych (rys. 3 i tablica 1). Dla utrzymania, a nawet dalszego podkreślenia tych cech w całym układzie napędowym pojazdów, jakiego silnik jest tylko częścią, stworzono maksimum możliwości dla ewentualnego połączenia kołnierзовego silnika z prądnicą. W tym celu wszystkie napędy pomocnicze są umieszczone w przedniej części silnika, a ściana tylna, integralnie związana z odlewem korpusu, odpowiednio wzmocniona i ukształtowana, służy do bezpośredniego połączenia z prądnicą (rys. 4).

Ponieważ współpraca silnika z każdym innym rodzajem przeniesienia momentu obrotowego jest równie prosta (niemal pełna moc może być odbierana również z przedniego końca wału silnika), zatem konstruktor pojazdu względnie maszynowi lub innego urządzenia ma zupełną swobodę w wyborze przekładni hydrokinetycznej, elektrycznej czy mechanicznej. Dla każdego rodzaju przeniesienia mocy istnieje możliwość doboru optymalnego regulatora prędkości obrotowej, umieszczonego z przodu silnika pomiędzy pompami wtryskowymi.

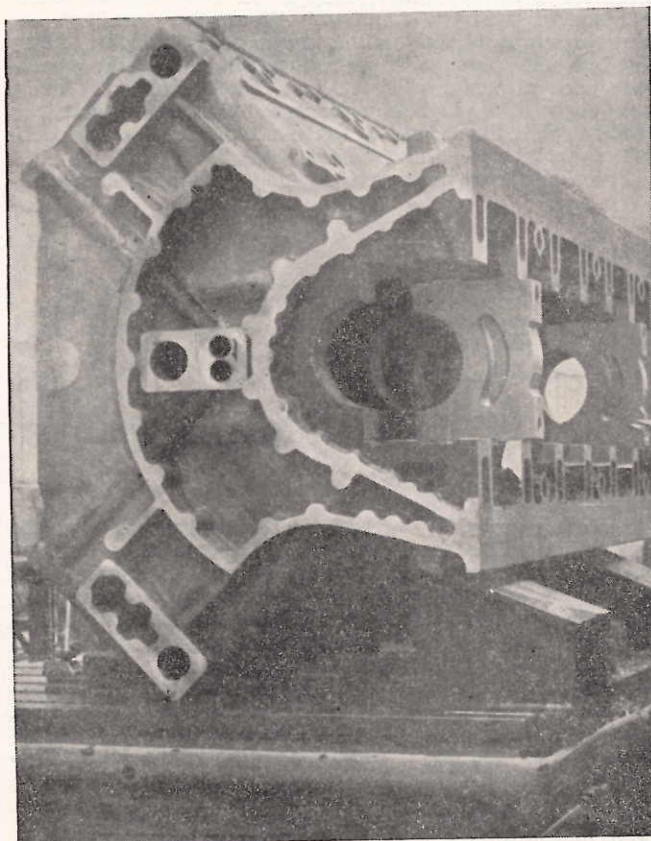
Czopy główne i korbowodowe wału korbowego (rys. 5) są w chwili obecnej utwardzane na drodze azotowania, w przyszłości przewiduje się także utwardzanie prądami wysokiej częstotliwości. Łożyska główne i korbowodowe stanowią skorupy wylane brązem ołowiowym i powleczone elektrolitycznie cienką warstwą ołowiu.

Tuleje cylindrowe wykonuje się — ze względu na opóźnienie tej technologii przez Zakład Mechaniczny im. Nowotki — stalowe, azotowane, docierane po honowaniu docierakami żeliwnymi. Ta metoda produkcji daje doskonałe wyniki z punktu widzenia zużywalności gładzi cylindrowej. Wymaga ona jednak starannego opanowania dla uzyskania wystarczającej przyczepności oleju smarnego.

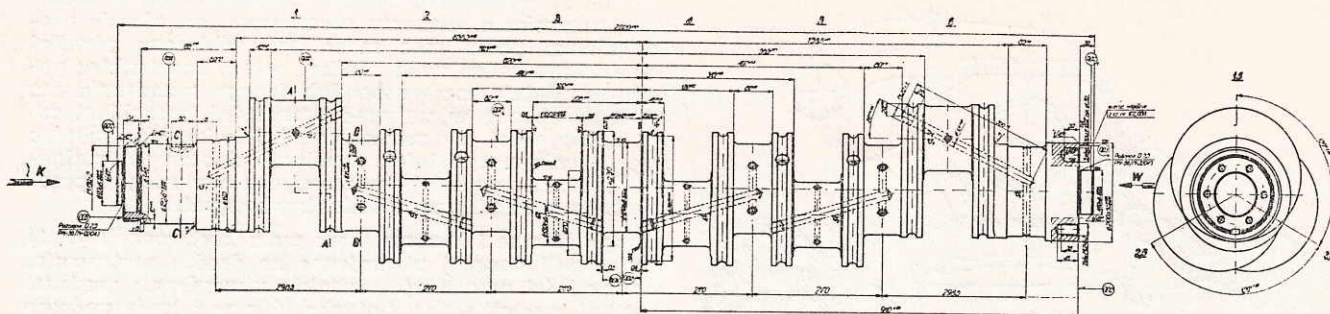
W silnikach próbnych bada się tłoki z różnych materiałów. Odlane w ZMiN pierwsze tłoki ze stopu lekkiego o zawartości 12% Si nie zdały egzaminu zapewne zresztą i dlatego, że były wykonane jako odlewy piaskowe. Obecnie pracują wysokiej jakości importowane, kute, ponadtektyczne tłoki niemieckiej f-my Mahle. Tłoki będą niewątpliwie jednym z tych elementów, jak w każdym zresztą silniku podobnej klasy, których wykonawstwo będzie najtrudniej opanować w kraju.

Pompy wodne i olejowe rodziny silników CD19 mają tak dobrane wydatki, aby przez podważanie a nawet potrajanie liczby tych agregatów uzyskać wystarczające przepływy wody chłodzącej i oleju smarnego.

Doładowanie silników będzie realizowane turbosprężarkami, wykorzystującymi energię gazów wylotowych silnika. Silnik ośmio- i dwunastocylindrowy będzie posiadał z reguły jedną turbosprężarkę, wersja szesnastocylindrowa — dwie. Doładowanie silników bez chłodzenia powietrza ładującego ma za zadanie zwiększyć moc silników o około 50%. Wprowadzenie chłodzenia powietrza powoduje dalszy wzrost mocy o 10 ÷ 15% (tablica 2).



Rys. 4. Tylna ściana korpusu silników VCD19.



Rys. 5. Wał korbowy silnika V12CD19.

TABLICA 2. Podstawowe parametry silników rodziny CD19 w zastosowaniach kolejowych (ϕ 150×210/222 mm)

Lp.	Oznaczenie silnika	Obroty znamionowe obr/min.	Moc przy obrotach znamionowych KM	Średnie ciśnienie użyteczne kg/cm^2	Doładowanie	Ciężar przy odlewach aluminiowych kg/kg/KM
1	4CD19	1500	260	6,5	bez doładowania	1800/6,9
2	6CD19	1500	390	6,5	bez doładowania	2400/6,15
3	V6CD19	1500	400	6,5	bez doładowania	2200/5,5
4	V8CD19	1500	530	6,5	bez doładowania	2750/5,2
5	V8CD19T	1500	800	9,8	z doładowaniem 50%	3000/3,75
6	V8CD19TT	1500	900	11,0	z doładowaniem 70% i chłodzeniem powietrza ładującego	3200/3,55
7	V12CD19	1500	800	6,5	bez doładowania	3700/4,63
8	V12CD19T	1500	1200	9,8	z doładowaniem 50%	4000/3,33
9	V12CD19TT	1500	1350	11,0	z doładowaniem 70% i chłodzeniem powietrza ładującego	4300/3,2
10	V16CD19T	1500	1600	9,8	z doładowaniem 50%	5200/3,25
11	V16CD19TT	1500	1800	11,0	z doładowaniem 70% i chłodzeniem powietrza ładującego	5600/3,1

Dotychczasowe wyniki prototypowania i badań

W chwili obecnej pracują dwa próbne, dwucylindrowe widlaste silniki V2CD19, mające za sobą łącznie około 800 godzin pracy w hamowni. W obróbce znajduje się pierwszy prototypowy silnik dwunastocylindrowy, który ma być ukończony w I półroczu 1962 r. i będzie pracował jako atmosferyczny tj. bez doładowania, w końcu bieżącego roku będzie wykonany dwunastocylindrowy silnik z doładowaniem, a także ukończona zostanie obróbka prototypu silnika ośmiocylindrowego.

Praca silników próbnych przebiegała przez okres pier-

wszych kilku miesięcy pod znakiem nadmiernego zużycia pierścieni tłokowych, spowodowanego niedostatecznym olejeniem gładzi tulei cylindrycznych i złą jakością odlewów tłoków. Po wymianie tłoków na importowane, współpraca tych części jest nienaganna.

Od tego też dopiero czasu jest możliwy istotny postęp w opanowywaniu spalania — ze względu na powtarzalność pomiarów. Uzyskiwane w silniku dwucylindrowym zużycie paliwa, pozwala oczekiwać zupełnie dobrej ekonomii spalania już na pierwszym prototypowym silniku dwunastocylindrowym.

Inż. JAN FIERLA

Głowica silników rodziny CD22

Wstęp

Niniejszy artykuł przedstawia zagadnienia wynikłe w Zakładach Mechanicznych im. M. Nowotki w Warszawie przy konstruowaniu głowicy do silnika wysokopiętnego typu CD19, którego podstawowym przeznaczeniem był napęd jednostek kolejowych. Silnik ten miał charakteryzować się wysokimi wskaźnikami obciążenia poszczególnych elementów silnika, zarówno pod względem mechanicznym jak i cieplnym. Założeniem przy projektowaniu było uzyskanie osiągnięć równorzędnych z silnikami o ustalonej renomie w skali międzynarodowej.

Parametry docelowe rodziny silników CD19 założono następująco:

moc z jednego cylindra (z doładowaniem) 100 KM,
prędkość obrotowa 1500 obr/min.,
średnica cylindra 190 mm,

skok tłoka
średnie ciśnienie efektywne

215 mm,
10,75 kg/cm^2 .

Rozważania ogólne

Założone wysokie parametry silnika i wynikające z tego obciążenia podyktowały konieczność zastosowania po dwa zawory dla każdego cylindra zarówno w układzie wlotowym jak i wdechowym. Przyjęta w wyniku tego głowica czterozaworowa oraz założony system bezpośredniego wtrysku określiły w konsekwencji położenie wtryskiwacza w środku głowicy.

Dalsze wskazania dla konstrukcji głowicy wynikały z przyjętego układu silnika. Silnik zaprojektowano w układzie widlastym o kącie rozwarcia cylindrów 90°. A więc przy skrajnie dużych dla tego rodzaju silników wymiarach cylindrów, niezbędne były specjalne zabiegi konstrukcyjne, a to dlatego aby nie przekroczyć założo-

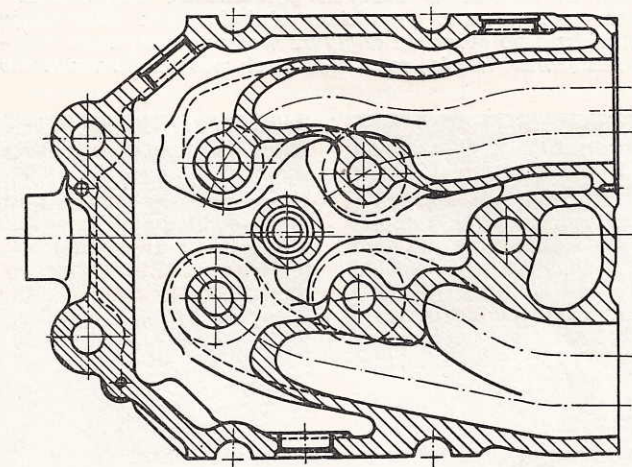
nej maksymalnej szerokości silnika (1500 mm), co oczywiście w całości należało opanować ukształtowaniem głowicy. Z tego samego względu zarówno wlot jak i wydech musiały być skierowane w stronę rozwidlenia.

Dalszym utrudnieniem był fakt, że wał rozrządu — wspólny dla obu bloków — umieszczony został wewnątrz rozwidlenia, co w konsekwencji powodowało, że w tym miejscu przebiegały laski popychaczy dla zaworów wlotowych i wydechowych. Położenie laszek popychaczy musiało uwzględnić umieszczenie obok siebie dźwigni popychaczy dla przeciwnych cylindrów.

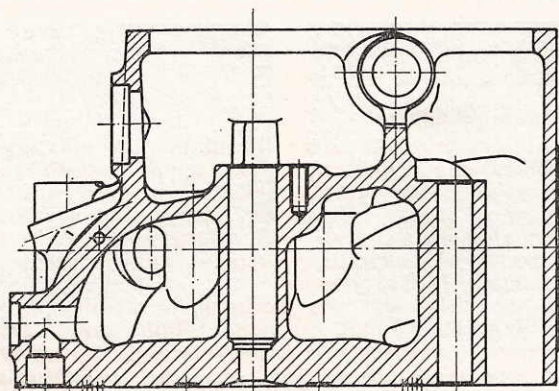
Pewnym ułatwieniem mogło być przyjęcie głowicy obejmujących dwa sąsiednie cylindry. Z tej ewentualności należało jednak zrezygnować choćby z tego względu, że przewidywany ciężar takiej głowicy stanowiłby zbyt duże utrudnienie obsługowe. Tak więc na szerokości wewnętrznej boku głowicy nie większej niż 270 mm (1,42D), podcykowanej odległości między cylindrami, należało umieścić przełot dla laszek popychaczy, kanał wlotowy i kanał wydechowy z otuliną wodną, uwzględniając ponadto położenie śrub mocujących głowicę. Rozwiązanie uzyskane po paru wersjach szkicowych przedstawia rys. 1 i 2.

Ukształtowanie głowicy

Bezpośrednim zamknięciem wylotu cylindra jest dno głowicy o grubości w części środkowej 30 mm, zmniejszającej się ku obrzeżom. W środku głowicy położone jest gniazdo wtryskiwacza. Wokół gniazda wtryskiwacza położone są po dwa gniazda zaworów wlotowych i wydechowych. Stanowią one wylot rozgałęzionych kanałów — wlotowego i wydechowego. Przestrzeń wodna zamknięta jest od góry sklepieniem, boki jej stanowią ścianki łączące piasty śrub mocujących głowicę. Powyżej zasadniczej części głowicy ukształtowana jest nadbudówka, będąca osłoną mechanizmów zaworowych. W ściankach nadbudówki, uformowanych w piasty, osadzony jest sworznie dźwigni zaworowych. Dodatkowym zadaniem nadbudówki jest zwiększenie całkowitej sztywności głowicy.



Rys. 1. Przekrój poziomy głowicy.



Rys. 2. Przekrój pionowy głowicy.

Materiał

Najczęściej spotykanym tworzywem dla głowicy jest żeliwo, rzadziej staliwo lub stopy lekkie. Warunki produkcyjne Zakładów im. Nowotki sugerowały myśl zastosowania stopu lekkiego na podstawie aluminium. Ostateczny wybór tego materiału jako tworzywa głowicy uzasadniają jego cechy. Przede wszystkim dobre przewodnictwo cieplne stopów lekkich wskazuje na ich szczególną przydatność do wykonywania elementów wysoko obciążonych cieplnie.

Dla uzasadnienia tej tezy można przytoczyć przeprowadzone obliczenie obciążenia cieplnego dna głowicy.

Na podstawie zaprojektowanego wykresu indykatorowego wyznaczono średnią efektywną temperaturę gazów dla przenikania ciepła — $t_{GA} = 902^{\circ}\text{C}$.

Umowny opór przenikania ciepła z gazu do ścianki obliczono:

$$R_G = 376 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{kcal}}$$

Opór przepływu ciepła przez dno głowicy o grubości $S = 30$ mm ze stopu aluminium o współczynniku przewodzenia ciepła

$$\lambda_s = 137 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}, \text{wyniósł:}$$

$$R_s = \frac{S}{\lambda_s} = \frac{0,03}{137} = 21,9 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{kcal}}$$

Po stronie czynnika chłodzącego umowny opór przenikania ciepła wyniósł dla prędkości przepływu wody 0,5 m/sek.:

$$R_C = 34,6 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{kcal}}$$

Zakładając temperaturę wody $t_c = 80^{\circ}\text{C}$ uzyskano natężenie przepływu ciepła:

$$q = \frac{t_{GA} - t_c}{R_G + R_s + R_C} = \frac{902 - 80}{376 + 21,9 + 34,6} \cdot 10^5 = 190000 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}},$$

oraz temperatury dna głowicy po stronie wody:

$$t_{SC} = t_c + q \cdot R_C = 80 + 1,9 \cdot 34,6 = 146^{\circ}\text{C},$$

i po stronie gazów:

$$t_{SG} = t_{SC} + q \cdot R_s = 146 + 1,9 \cdot 21,9 = 188^{\circ}\text{C}.$$

Wynikające z powyższego naprężenie cieplne w dnie głowicy wyniosło:

$$\sigma_C = \frac{E_A \cdot \alpha / t_{SG} - t_{SC}}{2/1 - \gamma} = \frac{0,765 \cdot 22/188 - 146/}{2/1 - 0,3/} = 502 \text{ kG/cm}^2,$$

gdzie:

E_A — moduł sprężystości dla aluminium,
 α — współczynnik,
 γ — liczba Poisson'a.

Dla porównania podajemy analogiczne obliczenie dla żeliwnego dna głowicy. Z uwagi na to, że jako ważne kryterium konstrukcyjne potraktowano sztywność głowicy, grubość żeliwnego dna określono z warunku jednakowej sztywności, której jako wykładnik obrano iloczyn $S^3 \cdot E$, mianowicie:

$$S' = S \cdot \sqrt[3]{\frac{E_A}{E_z}} = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,765}{1,1}} = 26,6 \text{ mm},$$

$$\lambda'_s = 36 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}},$$

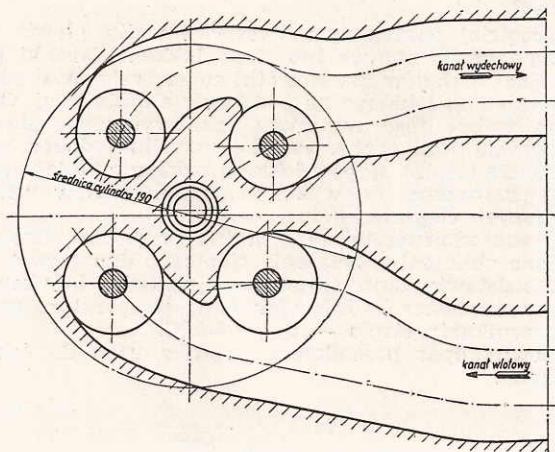
$$R'_s = \frac{0,0266}{36} = 74 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{kcal}},$$

$$q' = \frac{902 - 80}{376 + 74 + 34,6} = 170000 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}},$$

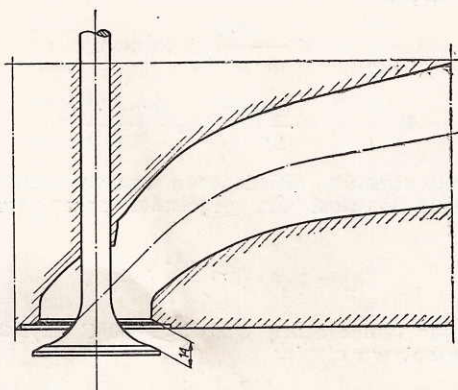
$$t'_{SC} = 80 + 1,7 \cdot 34,6 = 130^{\circ}\text{C},$$

$$t'_{SG} = 139 + 1,7 \cdot 74 = 265^{\circ}\text{C},$$

$$\sigma' = \frac{1,1 \cdot 10/265 - 139/}{2/1 - 0,3/} = 990 \text{ kG/cm}^2.$$



Rys. 3. Rzut poziomy kanałów w głowicy.



Rys. 4. Profil kanału wlotowego.

Przy rozpatrywaniu uzyskanych wyników rzuca się w oczy istotna różnica temperatur dna głowicy od strony gazów dla żeliwa i stopu aluminium, na korzyść tego ostatniego. Funkcją tej temperatury jest bowiem temperatura przyłgni zaworowych — czynnik niewątpliwie istotny dla trwałości zaworów. Należy przy tym uwzględnić, że z powodu konstrukcyjnego ukształtowania głowicy wokół zaworów różnica temperatur będzie jeszcze większa.

Dalszymi zaletami stopów lekkich są ich korzystne właściwości odlewnicze, które ułatwiają wykonanie skomplikowanego odlewu, jakim jest głowica. Wtórą korzyścią tej cechy jest możliwość takiego ukształtowania przestrzeni wodnej, która poprawia chłodzenie szczególnie niewralgicznych punktów.

Nie do pogardzenia jest również fakt, że można uzyskać mniejszy ciężar głowicy, co szczególnie w silnikach o podobnej do CD19 wielkości jest istotnym wskaźnikiem obsługowym. Dla przykładu warto podać, że ciężar głowicy silnika CD19 — nieuzbrojonej wynosi 19 kg, uzbrojonej — 28 kg.

Opisane poglądy znalazły potwierdzenie w światowej praktyce konstruktorskiej, gdyż w ostatnim okresie głowice ze stopów lekkich zastosowano w podobnej klasy silnikach Paxman - Ventura, Daimler Benz — DB839 i DB835.

Śruby głowicowe

Rozmieszczenie śrub głowicowych podyktowane zostało w dużej mierze szczególnym ukształtowaniem głowicy. Trzy spośród siedmiu śrub umieszczone są zgodnie z prawidłami — możliwie blisko osi cylindra. Natomiast szczególną trudność przedstawiało zaprojektowanie pozostałych czterech śrub położonych w strefie przegród między cylindrowych kadłuba. Wykonanie oddzielnych śrub dla każdej głowicy pociągnęłoby za sobą wprowadzenie nieosiowych obciążeń ścianek kadłuba i niekorzystne ich ukształtowanie pod względem odlewniczym i wytrzymałościowym. Zdecydowano więc wykonanie tych śrub jako wspólnych dla sąsiednich głowic. Powstał przy tym problem różnicy poziomów powierzchni oporowych dla śrub w sąsiadujących głowicach. Nawet największe technicznie osiągalne dokładności wykonania nie usunęłyby gro-

źby dodatkowego obciążenia śrub momentem zginającym, co było nie do przyjęcia. Zagadnienie rozwiązano przez wprowadzenie specjalnych podkładek wyrównawczych.

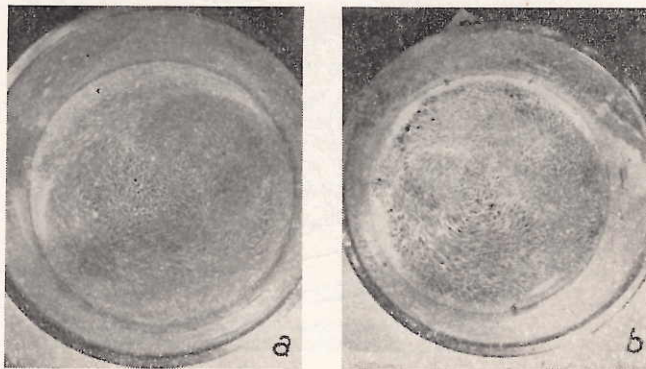
Zawory

Szczególną wagę przy projektowaniu zaworów przykładano do zapewnienia ich dużej trwałości. Jednym z posunięć w tym kierunku było zapewnienie możliwie niskich temperatur przyłgni przez wybór stopu aluminium jako tworzywa głowicy. Dalszym krokiem było uniknięcie w prowadzeniu zaworów sił poprzecznych, wynikających z wahadłowego ruchu mechanizmów napędzających. Środkiem do tego celu było zastosowanie wspólnych dla obu jednoimiennych zaworów łączników, posiadających własny trzpień prowadzący, które napędzane dźwignią zaworową przejmowały w całości wynikające stąd siły poprzeczne. Takie rozwiązanie umożliwiło jednocześnie uzyskanie bardzo prostych, dwuramiennych dźwigni przekazujących ruch od łasek popychaczy. Układ mechanizmów zaworowych zapewnił łatwy dostęp do nich po odkręceniu jednej śruby i zdjęciu pokrywki głowicy.

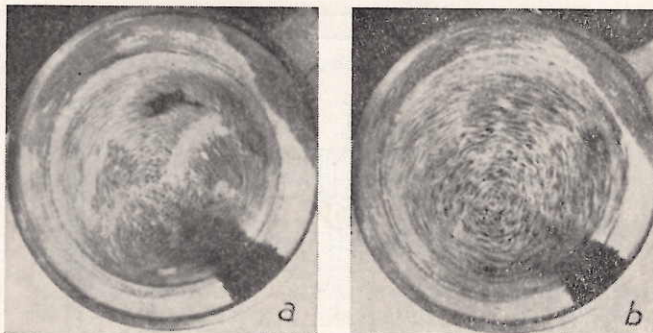
Kanały głowicy

Celem ułatwienia korzystnego przebiegu procesów termodynamicznych zdecydowano zapewnić uzyskanie zawirowania powietrza wprowadzonego do cylindra. Szereg autorów, szczególnie ostatnio, podkreśla dodatni wpływ tego czynnika na proces spalania. Efekt zawirowania uzyskano przez takie ukształtowanie kanału wlotowego, które zapewnia skośne wprowadzenie strugi powietrza do cylindra. Przebieg kanału wyjaśniają rys. 3 i 4.

Dla sprawdzenia zjawiska zawirowania przeprowadzono cykl badań na zbudowanym w tym celu urządzeniu. Wykonano z gipsu makietę głowicy z kanałem. Cylinder imitowany był przez walcowo zwinięty arkusz szkła organicznego. Wyloty kanału przysłonięte były makietami zaworów, które można było ustalać w dowolnym położeniu otwarcia. Badania wykonano przy pomocy wody z zachowaniem analogii przepływu określonego liczbą Reynolds'a — $Re = 2600$. Z zwierciadło wody w cylindrze uzyskiwanym nad makietą głowicy swoim poziomem imitowało dno tłoka w różnych położeniach. Powierzchnię wody posypywano proszkiem ułatwiającym obserwację zjawiska i po otwarciu dopływu wody wykonywano zdjęcie migawką $\frac{1}{5}$ sek., co w badaniach wstępnych wykazało



Rys. 5. Obraz zawirowania przy pierwotnej wersji kanałów a — przy otwarciu zaworów 14 mm i wysokości zwierciadła wody 110 mm, b — przy otwarciu zaworów 10 mm i wysokości zwierciadła wody 65 mm).



Rys. 6. Obraz zawirowania przy zmienionej wersji kanałów a — przy otwarciu zaworów 14 mm i wysokości zwierciadła wody 110 mm, b — przy otwarciu zaworów 10 mm i wysokości zwierciadła wody 165 mm).

najlepszą porównywalność wyników. Zdjęcia wykonywano przy kilku wielkościach otwarcia zaworów i przy kilku poziomach zwierciadła wody.

Badania wykazały, że kanał nie spełniał oczekiwań; zawirowanie było bardzo słabe. Przyczyną okazał się krótki, cylindryczny odcinek gardzieli w gnieździe zaworowym, skierowany zgodnie z osią zaworów. Zmniejszenie tego szczegółu było bardzo trudne zarówno ze względów konstrukcyjnych, jak i technologicznych. Jednak po wprowadzeniu koniecznej zmiany uzyskano zadowalający wynik.

Rysunek 5 przedstawia zdjęcia wykonane przed zmianą przebiegu kanału przy pełnym i częściowym otwarciu zaworu, a rys. 6 — analogiczne zdjęcia po wprowadzeniu zmiany. Ilustracją praktycznie uzyskanego efektu jest przedstawione na rys. 7 zdjęcie powierzchni tłoka silnika próbnego z charakterystycznym układem nągaru.

Kanał wydechowy zaprojektowano ze stosunkowo niewielkim przyrostem przekroju od gardzieli zaworów do wylotu z głowicy, co zapewniło zachowanie energii spalin — szczegół istotny przy doładowaniu silnika turbosprężarką. Mała grubość ścianek kanału (6 mm) uwzględniła dylatację cieplną, obniżając wywołane tym naprężenia w głowicy.

Chłodzenie

Obieg wody chłodzącej zaprojektowano w taki sposób, że dopływa ona do głowicy bezpośrednio z komory rozdzielczej, uformowanej w kadłubie. Dzięki temu strumień wody niepodgrzany wstępnie przez chłodzenie tulei cylindrowej, jak to występuje w wielu innych silnikach, bardzo skutecznie może odprowadzać ciepło z elementów głowicy. Główny strumień wody dopływającej skierowany został odpowiednią kierownicą w okolice nasady wtryskiwacza. Skuteczność tego zabiegu dla obniżenia temperatury w tym drażliwym punkcie wykazało obliczenie analogiczne do przytoczonego w ustępie dotyczącym materiału, uwzględniające jednakże zmianę warunków odprowadzenia ciepła.

Zakładając prędkość strugi wody w tym miejscu 4 m/sek. obliczono temperaturę dna głowicy po stronie wody — $t_{sc} = 92^{\circ}\text{C}$, i po stronie gazów — $t_{sg} = 137^{\circ}\text{C}$.

Skuteczność zastosowanego rozwiązania jest niewątpliwa.

Obieg oleju i paliwa

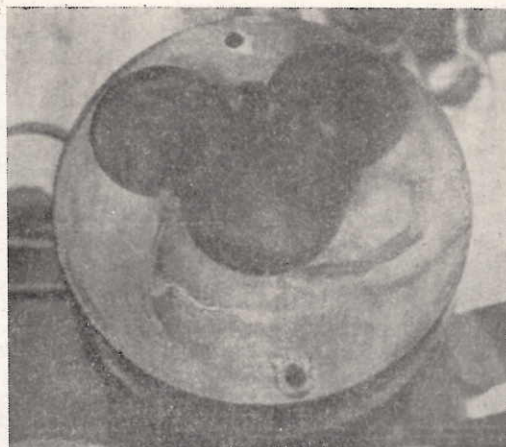
Doprowadzenie oleju smarującego ruchome elementy w głowicy, jak również odprowadzenie oleju zużytego, usytuowano na powierzchni przylegania głowicy do kadłuba. Rozwiązanie takie uwalnia przy zdejmowaniu głowicy od konieczności rozłączania przewodów. Olej doprowadzany jest wierconymi otworami do wszystkich powierzchni ślizgowych z wyjątkiem prowadnic zaworów.

Zastosowanie w układzie paliwowym rozwiązania jak w obiegu oleju było niemożliwe, z uwagi na występujące wysokie ciśnienia. Paliwo doprowadzane i odprowadzane jest więc przewodami, jednak elementy łączące znajdują się na zewnątrz głowicy i są łatwo dostępne. Wtryskiwacz osiągalny jest po zdjęciu pokrywy głowicy mocowanej jedną śrubą.

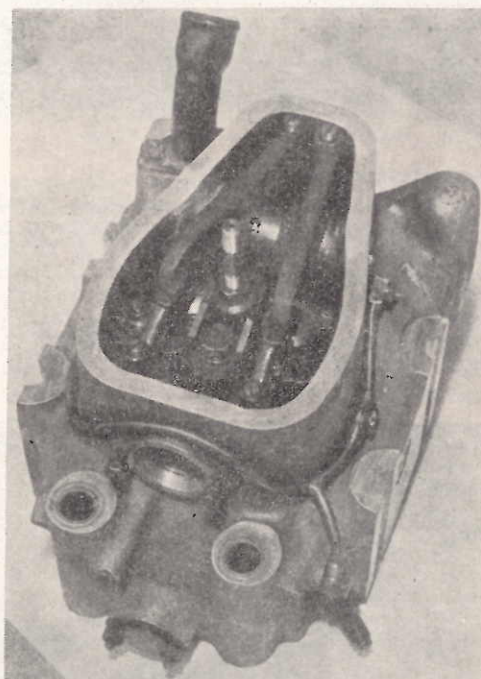
Zakończenie

Ostateczna ocena konstrukcji jest miarodajna dopiero po jej wykonaniu i praktycznym sprawdzeniu. W chwili pisania niniejszego artykułu stoją do dyspozycji doświadczenia z wykonania i zastosowania około 10 głowic do silników próbnych.

Odlew pierwszej głowicy przewidziany był jako sprawdzian technologii odlewania oraz prawidłowego pod względem wymiarowym wykonania modeli. Po dokonaniu



Rys. 7. Powierzchnia tłoka obrazująca zawirowania powietrza w cylindrze.



Rys. 8. Ogólny widok głowicy.

sprawdzenia zewnętrznego głowicę pocięto dla udostępnienia szczegółów nieosiągalnych w inny sposób. Sprawdzenie wykazało właściwą jakość odlewu, a niezbędne poprawki dotyczyły wyłącznie geometrycznego ukształtowania modeli.

Niektóre z wykonanych głowic przepracowały do chwili obecnej po kilkaset godzin w silnikach próbnych, nie wykazując istotnych usterek. Przeprowadzone poprawki konstrukcji głowicy miały na celu ułatwienie technologii wykonania.

Zamieszczony rys. 8 przedstawia ogólny widok omówionej głowicy.

Inż. ANDRZEJ SOPATA

Stacja prób silników agregatowych BH/BAH 22

Wstęp

Równocześnie z rozpoczęciem produkcji silników agregatowych typu BH/BAH22 wyłonił się problem budowy stacji prób dla tych silników. W przyszłości stacja ta mieścić się będzie w nowobudowanej fabryce silników trakcyjnych i agregatowych. Do czasu jej oddania do

ruchu trzeba było znaleźć prowizoryczne rozwiązanie zastępcze. Początkowo planowano wybudować te zastępcze stanowiska próbne na terenie Fabryki Obrabiarek i dla takiego rozwiązania wykonano projekt budowlany. Jednak w wyniku przeprowadzonej analizy ekonomicznej projekt ten upadł. Stację prób postanowiono zlokalizować w hali

montażowej Fabryki Silników Okrętowych (rys. 1). Za decyzją tą przemawiała możliwość wykorzystania istniejących tam instalacji dla głównych silników okrętowych. Opracowanie projektu zlecono oddziałowi poznańskiemu „Prozamet”.

W końcu marca 1961 r. projekt był gotowy i składał się z dwóch części:

- budowlanej — tj. fundamentów i kanałów — opracowanej przez „Prozamet”,
- wyposażeniowej — zawierającej dokumentację urządzeń pomocniczych i wyposażenia, wykonaną przez CBKSS — Warszawa.

Część pierwszą projektu podjęło się wykonać Poznańskie Przedsiębiorstwo Budownictwa Przemysłowego. Wykonawstwo drugiej części — wyposażeniowej, wobec krótkiego terminu nie udało się umieścić w żadnym przedsiębiorstwie na zewnątrz. Postanowiono zatem wykonać ją własnymi siłami, wprowadzając jednocześnie pewne uproszczenia. Prace montażowe, instalacyjne i część urządzeń wykonały wspólnie fabryki silników i obrabiarek.

Pozostała do pokonania jeszcze jedna trudność, mianowicie — sposób hamowania silników. Zamówione dwa hamulce hydrauliczne firmy Froude miały nadejść dopiero w pierwszym kwartale 1962 roku, podczas gdy próby silników agregatowych trzeba było wykonywać już w czerwcu 1961 r. Zdecydowano obciążać silniki sposobem elektrycznym. W krótkim okresie czasu zaprojektowano i wykonano odpowiednie urządzenia elektryczne, koncepcji inż. Romana Pawłowicza, składające się z opornika wodnego, szaf elektrycznych i kompletu przyrządów pomiarowych.

Fundamenty i kanały

Stacja prób silników BH/BAH22 składa się z dwóch stanowisk, usytuowanych wzdłuż hali montażowej silników głównych, po prawej jej stronie. Dwa nie związane ze sobą bloki fundamentowe o powierzchni $9 \times 3,9$ m umożliwiają ustawienie największego silnika ośmiocylindrowego. Ze względu na znaczne siły pionowe jakie powstają przy pracy najmniej wyważanego silnika trzycylindrowego, bloki fundamentowe są masywne i sięgają głąbo-

kości 3,75 m. W poprzek fundamentów rozstawione są co 1 m ławy fundamentowe, umożliwiające przymocowanie silnika.

Wzdłuż fundamentów jest wykonany kanał mający połączenie z kanałem stanowisk głównych silników okrętowych. W kanale mieści się cała instalacja zasilająca silnik na stanowisku. Osobnymi kanałami wyprowadzone są kolektory wydechowe spalin.

Wszystkie kanały są przykryte płytami żeliwnymi posiadającymi jedynie otwory do wyprowadzenia węży i rur oraz otwory zabezpieczone pokrywkami umożliwiające łatwy dostęp do zaworów.

Instalacja rurowa

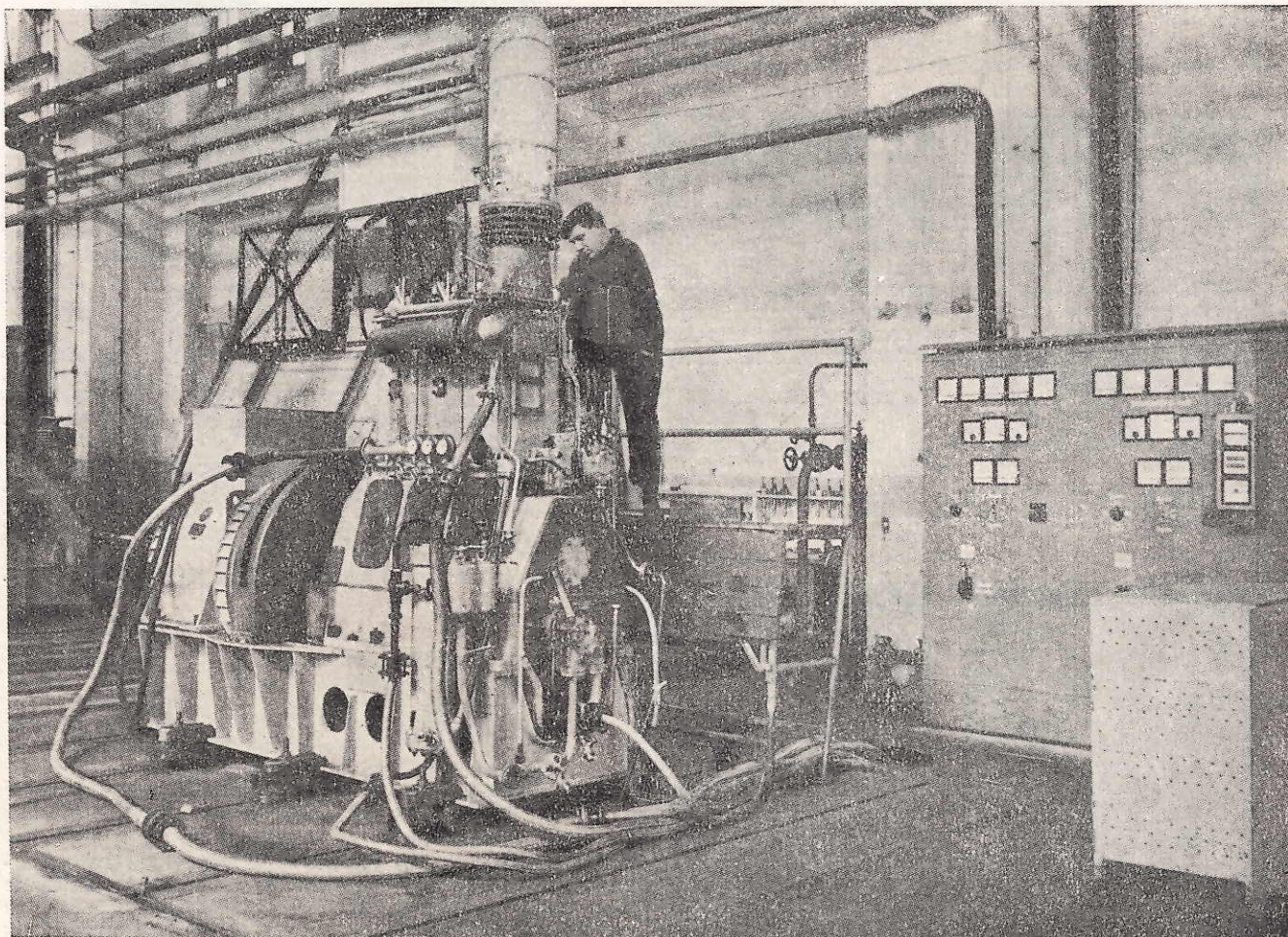
Jak już wspomniano, cała instalacja rurowa mieści się w kanale biegnącym wzdłuż stanowisk. Doprowadzenia do silnika pierwotnie wykonane były z rur stalowych. Te sztywne połączenia utrudniały i przedłużały prace przy ustawianiu silników na stanowisku. Ze względu na to, że produkuje się trzy typy silników — 3BAH22, 3BH22 i 8BAH22, które różnią się wymiarami gabarytowymi, podłączenia winny być uniwersalne, umożliwiające szybkie i niekłopotliwe podłączenie wspomnianych silników. Warunek taki spełniają jedynie podłączenia wykonane z węży elastycznych. Z chwilą zakupu węży elastycznych wszystkie sztywne podłączenia z rur stalowych (za wyjątkiem przewodu powietrza rozruchowego) wymieniono na elastyczne.

Do każdego stanowiska doprowadzone są następujące obiegi i instalacje zasilające:

- a) obieg wody chłodzącej silnik,
- b) obieg wody chłodzącej chłodnicę oleju i chłodnicę powietrza,
- c) instalacja oleju smarowego,
- d) instalacja oleju napędowego,
- e) instalacja powietrza rozruchowego.

Obieg wody chłodzącej silnik jest obiegiem zamkniętym. W obiegu tym zainstalowane są następujące urządzenia:

- pompa,
- chłodnica wody,
- zbiornik wyrównawczy.



Rys. 1. Stanowisko próbne silników agregatowych.

Chłodnica podłączona jest do centralnej instalacji wody chłodzącej ze stacji pomp.

Chłodnica oleju, jak również chłodnica powietrza doładowującego chłodzone są również wodą z centralnej instalacji.

W olej smarny i powietrze rozruchowe oba stanowiska zasilane są z odpowiednich instalacji stanowisk silników głównych.

Olej napędowy dostarczany jest z odrębnego zbiornika rozchodowego.

Urządzenia hamujące

Urządzenie elektryczne do hamowania silników agregatowych składa się z opornika wodnego (rys. 2) i szafy elektrycznej z przyrządami pomiarowymi (rys. 3). Opornik wodny wykonany w formie zbiornika prostokątnego, napełniony jest solanką (słaby roztwór soli kuchennej) i posiada urządzenie umożliwiające stopniowe zanurzanie płyt — elektrod prądowych. Od głębokości zanurzenia zależy stopień obciążenia silnika. Wielkość obciążenia, jak również pozostałe parametry, to jest napięcie, natężenie $\cos \varphi$ i prąd wzbudzenia odczytuje się na odpowiednich przyrządach tablicowych na przedniej ścianie szafy elektrycznej. Ponieważ solanka w oporniku podczas pracy prądnicy ulega znacznemu podgrzaniu, opornik wodny posiada dodatkowo zainstalowane chłodzenie, mieszanie roztworu solanki oraz instalację odprowadzającą parę wodną.

Powyższa metoda hamowania silników, jak również urządzenia do tego celu służące, zdały całkowicie egzamin w dotychczasowej eksploatacji. Metoda hamowania elektrycznego dla normalnych prób fabrycznych jest dostatecznie dokładna, jednak dla dokładniejszych badań silnika, gdy zachodzi potrzeba bardzo dokładnego określenia mocy rozwijanej przez silnik w danej chwili, jest niewystarczająca.

Technologia hamowania silników

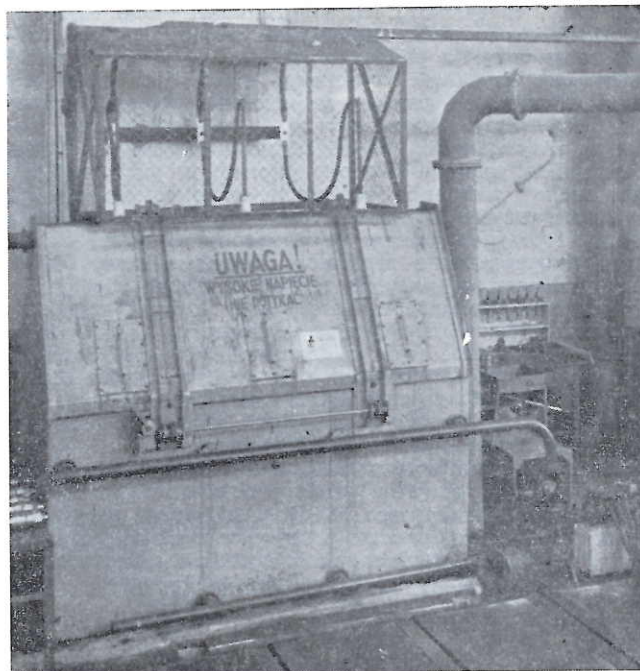
Silnik dostarczony jest z montażu na stanowisko hamowania w stanie kompletnie zmontowanym razem z prądnicą. Na stanowisku silnik jest ustawiony na klinach regulacyjnych, które uprzednio zostały wypoziomowane. Przy pomocy tych klinów — odpowiednio nimi podkręcając, ustawia się sprężynowanie wału korbowego. Sprężynowanie wału winno mieścić się w granicach od 0—6 μ . Po ustawieniu sprężynowania silnik można przymocować śrubami młotkowymi do ław fundamentowych. Potem następuje podłączenie kolektora wydechowego spalin, przewodów elastycznych, wkręcanie termometrów i manometrów w punkty pomiarowe silnika oraz podłączenie prądnicy.

W dalszej kolejności przeprowadza się regulację pomp wtryskowych. Jest to tzw. regulacja „na sucho”; ustawia się początek wtrysku paliwa wg kąta na wale korbowym oraz wielkość skoku pompek wtryskowych. Następnie sprawdza się na przyrządzie kontrolnym zawory wtryskowe pod względem właściwego rozpylania paliwa i reguluje ciśnienie otwarcia zaworu wtryskowego (na 200 atm).

Dalej napełnia się miskę olejową silnika olejem wrzecionowym, a łożyska turbodoładowarki — olejem turbinowym, oraz smaruje wszystkie punkty smarne silnika. Na dopływach oleju smarnego do łożysk głównych zamontowuje się dodatkowe filtry oleju w celu maksymalnego zabezpieczenia łożysk przed zanieczyszczeniem. Teraz przeprowadza się płukanie silnika olejem wrzecionowym. Specjalny agregat podłączony do silnika przetacza olej przez cały układ smarny silnika, przemywając go (2,5 godz.). W międzyczasie napełnia się układ chłodzenia wodą i usuwa ewentualne jego zanieczyszczenia. Po zakończeniu płukania należy układ smarny opróżnić z oleju wrzecionowego, przemyć dodatkowe filtry i filtr główny oleju oraz napełnić silnik właściwym olejem smarnym, którym będzie smarowany podczas pracy. Tak przygotowany silnik jest gotowy do rozruchu.

Przed rozruchem przy użyciu paliwa, przeprowadza się rozruch „na powietrze”, w celu sprawdzenia działania układu powietrza rozruchowego oraz właściwej pracy turbodoładowarki.

Pierwszy ruch silnika przy użyciu paliwa trwa 10 min. przy 400 obr/min. W tym czasie obserwuje się przyrządy pomiarowe, osłuchuje silnik, turbodoładowarkę i prądnicę oraz sprawdza się „na dotyk” temperaturę wszystkich trących się części. Po zatrzymaniu silnika zdejmuje się pokrywę z bloku i przeprowadza kontrolę wszystkich łożysk i elementów ruchowych, w celu wykrycia ewentualnego nadmiernego ich nagrzania.



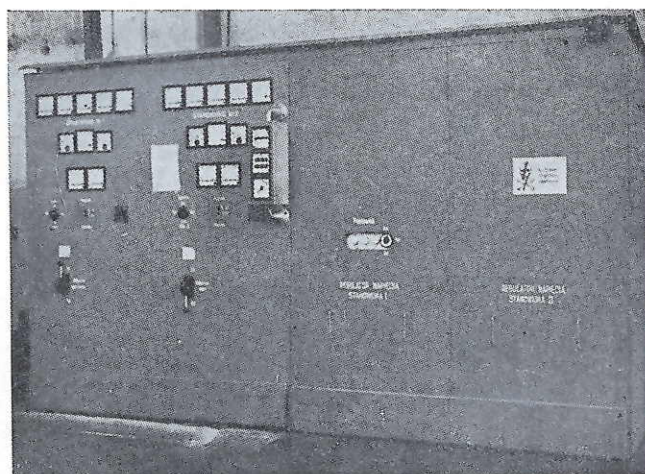
Rys. 2. Widok opornika wodnego.

łożysk i elementów ruchowych, w celu wykrycia ewentualnego nadmiernego ich nagrzania.

Następnie prowadzi się ruch silnika wg programu zwiększając stopniowo obroty do nominalnych (500 obr/min.). Do chwili osiągnięcia obrotów nominalnych silnik winien pracować w sumie około 120 min. W czasie kontrolnych postojów, oprócz kontroli łożysk, usuwa się zauważone usterki silnika i niedomagania układu paliwowego. Po tym wstępnym ruchu i osiągnięciu obrotów nominalnych, przemywa się ponownie filtr główny i filtry dodatkowe oleju smarnego.

W tym stanie silnik dopiero można zacząć obciążać. Obciążenie silnika zwiększa się stopniowo co 0,5 godz. aż do osiągnięcia 100 % obciążenia. W czasie ruchu obserwuje się pracę silnika oraz przyrządy pomiarowe silnika i prądnicy. Na każdym zakresie obciążania notuje się parametry silnika. Do osiągnięcia pełnego obciążenia silnik powinien pracować około 7,5 godz. przy 75 % i 95 % obciążenia przeprowadza się kontrolną indykację, a przy biegu luzem pomiar czystej kompresji.

Po zatrzymaniu silnika, wymontowuje się zawory wtryskowe i sprawdza ich działanie i jakość, na przyrządzie kontrolnym. Z wykresów indykatorowych wyciąga się wnioski odnośnie wielkości ciśnień istniejących w cylindrach i kącie początku wtrysku paliwa. W przypadku wyraźnej anomalii tego ostatniego należy sprawdzić ustawienie odpowiedniej pompy wtryskowej. Te wszystkie czynności mają na celu zapewnienie przeprowadzenia poprawnej regulacji silnika. Regulację przeprowadza się przy pełnym obciążeniu silnika. Polega ona na wyrównaniu maksymalnych ciśnień spalania w poszczególnych cy-



Rys. 3. Widok przedniej ściany szafy elektrycznej.

lindrach i utrzymaniu ich w granicach około 62,5 atn. Uspieszenie się to przez odpowiednie opóźnienie lub przyspieszenie wtrysku paliwa zmieniając położenie krzywej paliwowej. Uzyskanie właściwego efektu jest rzeczą nie łatwą biorąc pod uwagę, że ciśnienie spalania zależy również od innych czynników np. — właściwej pracy zaworów wtryskowych. Równocześnie z właściwym ciśnieniem należy uzyskać założony poprzednio przy regulacji „na sucho” wskaźnik obciążenia oraz mieszczące się w normie zużycie paliwa. Do prac związanych z regulacją silnika i przygotowaniem go do próby zdawczej należy również sprawdzenie regulatora bezpieczeństwa i jego regulacja oraz sprawdzenie regulatora obrotów przy nagłym zaniku obciążenia. Obroty przy których regulator bezpieczeństwa winien działać wynoszą: $n_{\text{nominal}} + 15\%$ + (3 ÷ 5) obr/min., czyli w granicach 578 ÷ 580 obr/min. Natomiast regulator obrotów, przy nagłym zaniku obciążenia — ze 100% do zera, winien utrzymać obroty z dokładnością 5% obrotów nominalnych silnika. W przeciwnym razie należy zmienić sprężynę regulatora.

Gdy silnik spełnia wszystkie opisane wymagania można rozpocząć próbę zdawczą przed przedstawicielem Towarzystwa Kwalifikacyjnego. Według ustalonego programu, silniki BH22 winny podczas próby pracować bez przerwy, przy różnych obciążeniach, około 6 godz. a mianowicie:

— 0,5 godz. —	na obciążeniu	50 %,
— 1,0 „ —	„ „	75 %,
— 3,0 „ —	„ „	100 %,
— 1,0 „ —	„ „	110 %.

W czasie trwania próby „zdejmuje” się z silnika, przy poszczególnych obciążeniach, pełną charakterystykę. Na koniec przeprowadza się próbę działania regulatora obrotów i regulatora bezpieczeństwa. Po zakończeniu próby zdawczej przeprowadza się następujące pomiary: sprężynowanie wału korbowego, opad wału, skok pompek paliwowych i kąty początku i końca wtrysku paliwa oraz luzu zaworowe. W międzyczasie opróżnia się układ chłodzenia i miskę olejową, odłącza wszystkie przewody od silnika i prądnicy, odkręca się silnik od ław fundamentowych i zakłada przyrząd do podnoszenia silnika suwnicą. Po zdjęciu ze stanowiska, silnik jest demontowany, myty, składany i malowany.

Zakończenie

Z dotychczasowej praktyki wynika, że czas jaki silnik zajmuje stanowisko próbne wynosi:

— dla silnika 3BAH22	— około 72 godz.
— dla silnika 8BAH22	— około 96 godz.

przy obsłudze dwóch ludzi na jeden silnik.

W obecnym stanie i przy dotychczasowej metodzie hamowania elektrycznego, największą trudność stanowi brak możliwości równoczesnego obciążania dwóch silników, a to z powodu posiadania tylko jednego opornika wodnego. Na skutek takiego stanu, w przypadku gdy na hamowni znajdują się dwa silniki, czas postoju jednego z nich znacznie się przedłuża. Trudność tę bezsprzecznie rozwiąże hamulec hydrauliczny, który niebawem zostanie dostarczony.

Mgr inż. MARIAN KOPCZYŃSKI

Wyniki prób silnika 9D55 w pierwszym rejsie statku m/s „Jan Żiżka”

Wstęp

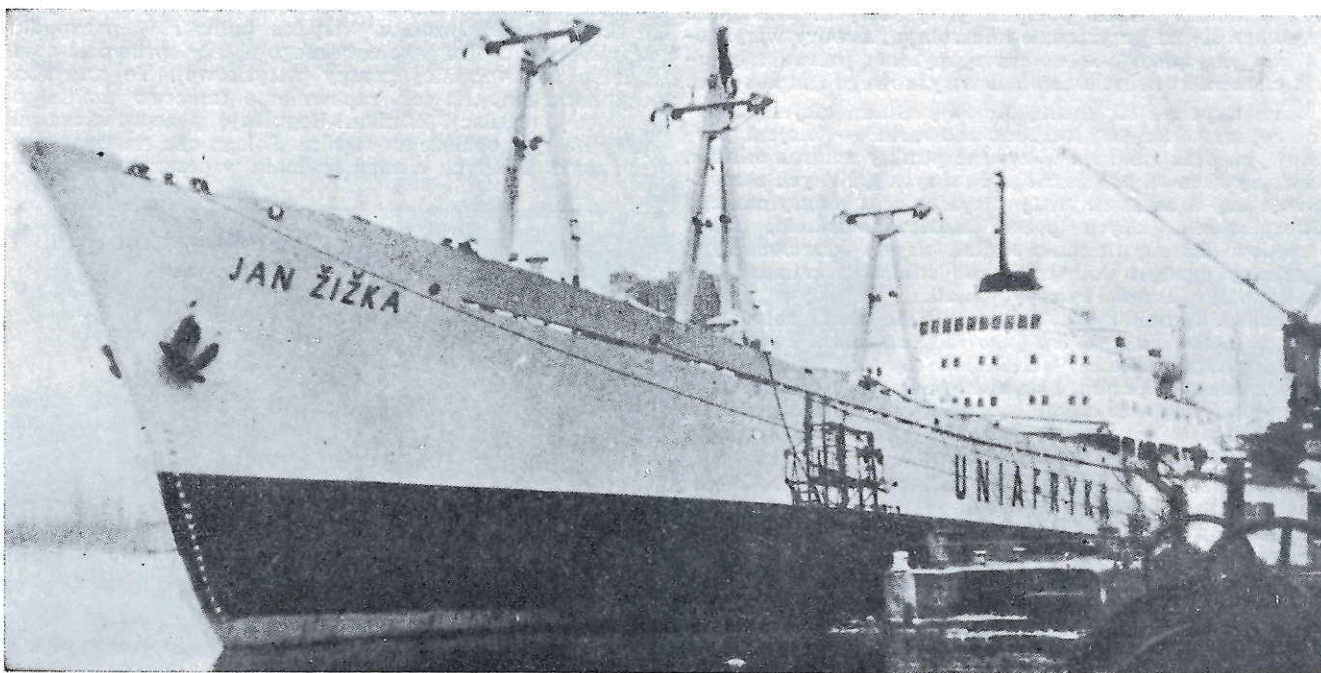
W dniu 26 grudnia 1961 r. zakończono morską próbę odbiorczą statku m/s „Jan Żiżka”, który został przekazany Polskiej Żegludce Morskiej w Szczecinie.

M/s „Jan Żiżka” jest siedemdziesiątym statkiem zbudowanym w Stoczni Szczecińskiej im. A. Warskiego, a trzynastym z serii drobnicowców motorowych typu B55. Statek został zbudowany jako tzw. ochronnopokładowiec o nośności 5429 TWD. Długość całkowita statku wynosi 124 m, a szerokość 16,5 m. Maszynownia statku jest wyposażona w pierwszy silnik główny dużej mocy typu

9D55 skonstruowany i zbudowany w Polsce¹⁾. Przy 150 obr/min. silnika statek podczas próby odbiorczej na Morzu Bałtyckim osiągnął szybkość 16,6 węzła (31 km/godz.), a więc o 0,6 węzła wyższą od założonej przez projektantów.

W dniu 31 stycznia 1962 r. zakończono w porcie szczecińskim załadunek statku i w dniu 1 lutego 62 r. m/s „Jan Żiżka” wypłynął w pierwszy eksploatacyjny rejs do portów Afryki Zachodniej (Wybrzeża Kości Słoniowej,

¹⁾ Patrz Biuletyn Techniczny HCP — Nr 10-11/1961 r. str. 105 ÷ 120.



Rys. 1. Statek m/s „Jan Żiżka”.

Ghany i Nigerii). Statek został przeznaczony do obsługi regularnej linii żeglugowej o nazwie „Zjednoczony Serwis Zachodnio-Afrykański”, która swą pracę opiera na statkach P.Z.M. w Szczecinie i VEB — Deutsche Seereederei w Rostocku.

Rejs odbywał się pod nadzorem mechanika gwarancyjnego HCP. Ponadto w rejsie brało udział dwóch inżynierów z Zakładowego Biura Konstrukcyjnego HCP — W2 i trzyosobowa grupa konstruktorów z Centralnego Biura Konstrukcyjnego Silników Spalinowych w Warszawie.

W czasie trwającego 12 tygodni rejsu statek przebył trasę 11000 mil morskich (ponad 20000 km), przy czym silnik przepracował 810 godzin. Tak więc łącznie z poprzednimi próbami, silnik 9D55 nr 001 przepracował do dnia 20 kwietnia 1962 r. 1110 godzin.

Rejs zakończył się w dniu 17 kwietnia 1962 r., gdy to statek zawinął do ostatniego portu wyładunkowego, jakim była Gdynia. Statek był całkowicie załadowany, tak na trasie Szczecin—Abidjan (4300 mil), jak i w drodze powrotnej, na trasie Abidjan—Hull (4200 mil).

Wyniki obserwacji i pomiarów

W czasie całego rejsu prowadzono szczegółowe obserwacje pracy silnika oraz wykonano szereg prób i badań, jak również usunięto wszystkie drobne usterki silnika.

Rys. 2 i 3 pokazuje kształtowanie się wartości sprężynowania wału korbowego silnika 9D55 w pierwszej części rejsu oraz w drodze powrotnej. Jak widać wartości sprężynowania niektórych korb przekraczały dość znacznie te, które normalnie uważa się za dopuszczalne. Jednocześnie nie stwierdzono żadnych nieprawidłowości pracy łożysk głównych i korbowodowych.

Systematycznie prowadzone pomiary parametrów pracy silnika wykazały, że śruba statku nie pozwala przy załadunku około 5400 ton na pełne obciążenie silnika, co byłoby prawdopodobnie możliwe dopiero przy statku o nośności 6000 TDW (druga wersja statków typu B55 posiada taką właśnie nośność). Praca silnika tak w warunkach tropikalnych (wilgotność względna powietrza około 76%, temperatura w maszynowni 42°C), jak i przy pogodzie sztormowej (siła wiatru około 8° według skali Beauforta, przechyły statku do 30°) była prawidłowa.

Przeciętne wyniki pracy silnika 9D55 przy pełnym załadunku statku:

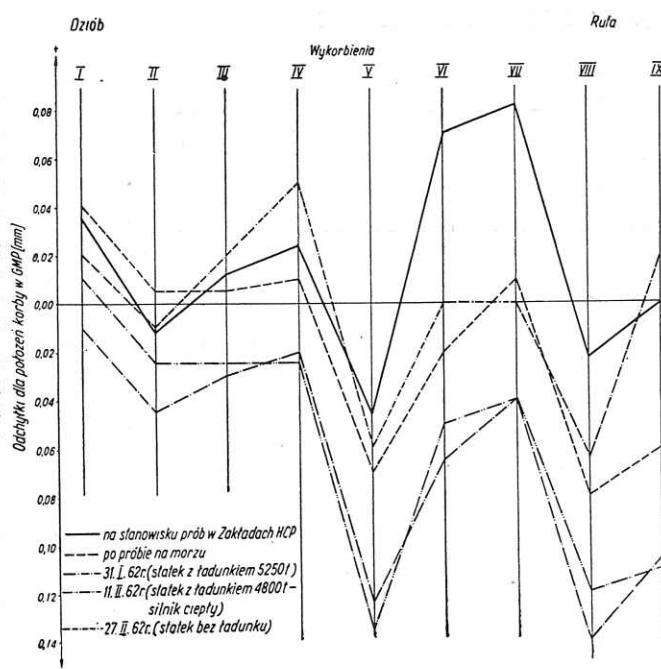
obroty silnika — średnie w czasie 1 godz.	147,5 obr./min.
szybkość statku — średnia	15,5 węzła
moc silnika — indykowana	4965 KM
— użyteczna	4220 KM
zużycie paliwa — na jednostkę mocy indukowanej	129,1 g/KMh
— na jednostkę mocy użytecznej	151,9 g/KMh
ciśnienie — powietrza przepływającego	0,25 kG/cm ²
— spalania	56,64 kG/cm ²
— sprężania	36,02 kG/cm ²
obroty turbin — średnie	7166 obr./min.
temperatura spalin za cylindrami — średnia	289 °C
temperatura spalin za turbinami — średnia	318 °C
temperatura powietrza w zasobniku	37 °C

Do obliczenia mocy użytecznej przyjmowano, w oparciu o wyniki z hamowni, sprawność mechaniczną równą 85%. Pomiary paliwa wykonywano przy pomocy zbiornika pomiarowego. Jednocześnie kontrolowano zużycie paliwa w okresie jednej wachty, a następnie — 1 doby, w tych samych warunkach pracy silnika. Wyniki tych kontroli nie wykazywały różnic w stosunku do wyników uzyskiwanych przy pomocy zbiornika pomiarowego.

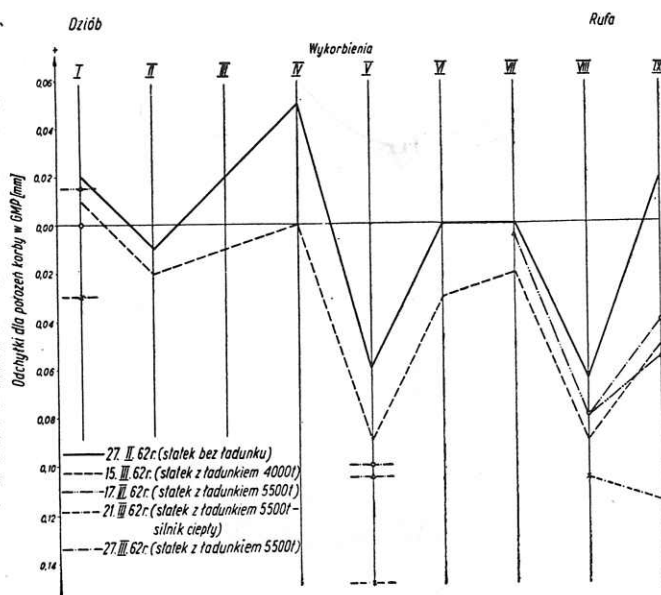
Rys. 4 przedstawia zależność pomiędzy obrotami silnika, a szybkością statku w węzłach. Pomiary te wykonano w Zatoce Gwinejskiej przy pełnym załadunku statku. Opory statku były w tym czasie nadmierne na skutek „obrośnięcia” kadłuba w trakcie długich postojów w portach afrykańskich, co zmniejszyło przeciętnie szybkość statku o około 1 węzeł.

Pomiar drgań skrętnych wykonano przy pomocy torsjografu, który był napędzany wałem napędowym w odległości około 5,5 m od koła zamachowego silnika. Maksymalna wartość amplitudy drgań (wynosząca około 0,3 mm) wystąpiła w strefie obrotów nie używanych w eksploatacji statku (przy 117,5 obr./min). W zakresie obrotów minimalnych i powyżej 136 obr./min. do 150 obr./min., torsjograf nie zarejestrował niebezpiecznych drgań skrętnych.

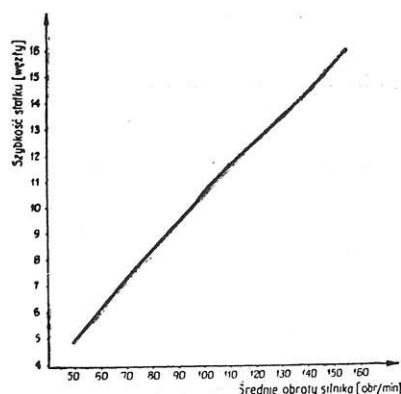
W trakcie załadowywania statku w Szczecinie przed powtórny rejsm do Afryki wykonano przegląd niektórych zespołów silnika. Przegląd wykazał prawidłową pracę kontrolowanych części. Pomiary zużycia dwóch tulei cy-



Rys. 2. Wykres sprężynowania wału korbowego silnika 9D55 w Zakładach HCP, po próbie morskiej i pierwszej części rejsu.



Rys. 3. Wykres sprężynowania wału korbowego silnika 9D55 w drugiej części rejsu.



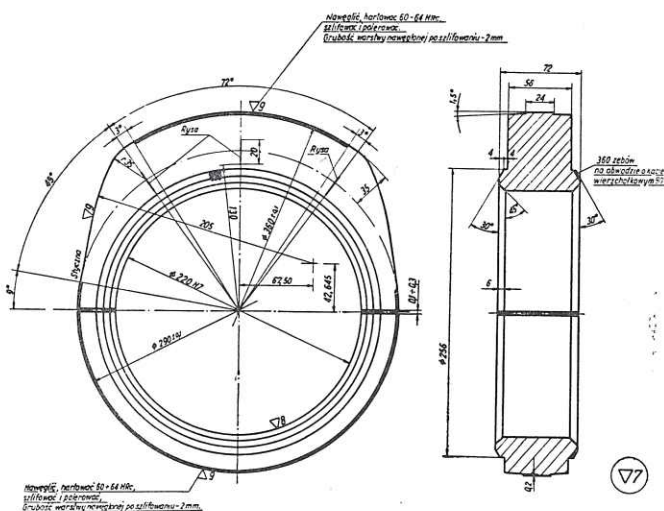
Rys. 4. Wykres szybkości statku m/s „Jan Żiżka” w zależności od obrotów silnika 9D55.

lindrowych wykazały zużycie około 0,11 mm, a więc stosunkowo niskie, jeżeli weźmie się pod uwagę, że wystąpiło ono w pierwszym okresie pracy silnika.

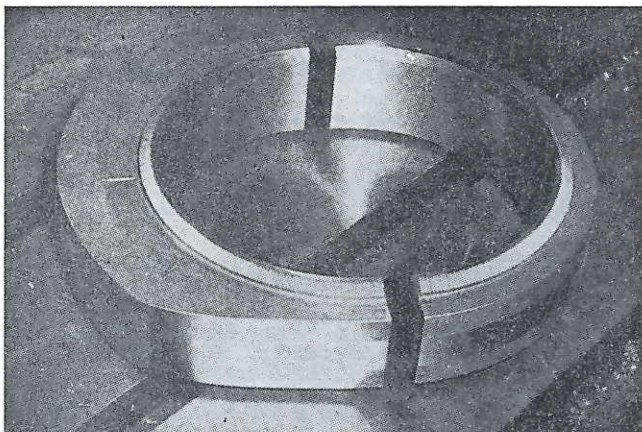
Obecnie m/s „Jan Żiżka” znajduje się w drugim kolejnym rejsie eksploatacyjnym.

Nowa technologia krzywek do pomp wtryskowych silnika 6RD76

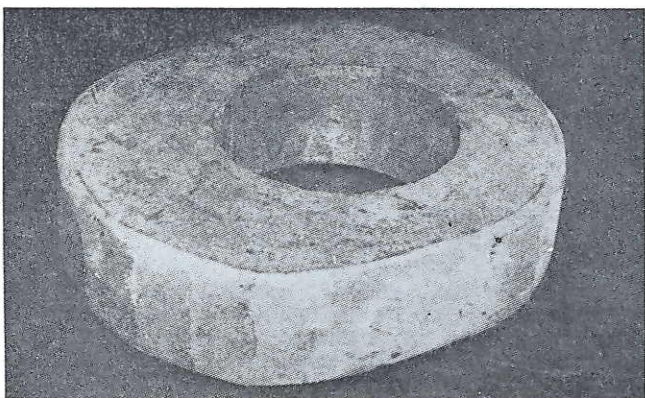
Jednym z elementów silnika trudnych do opanowania w produkcji była krzywka do pompy wtryskowej dla silnika 6RD76 (rys. 1 i 2). Wytwarzając krzywki wg dotychczasowej technologii, Fabryka Silników Okrętowych ponosiła duże straty na skutek wysokiego procentu braków, wahającego się w granicach 30—40 %. Oprócz strat mate-



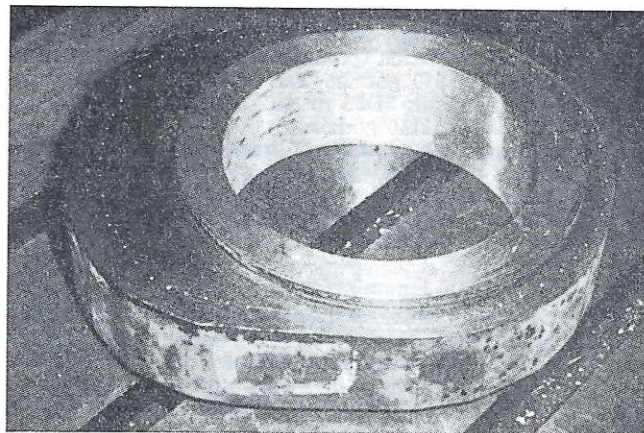
Rys. 1. Rysunek wykonawczy krzywki do pompy wtryskowej.



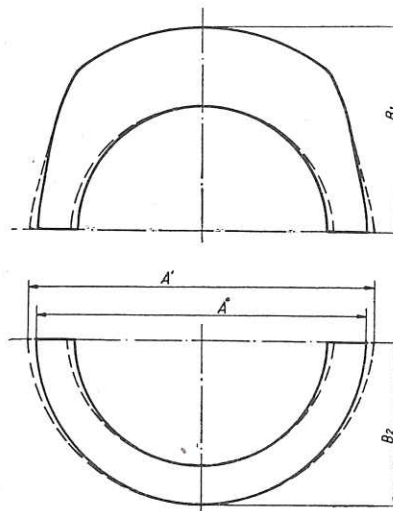
Rys. 2. Krzywka w stanie gotowym.



Rys. 3. Odkuwka krzywki.



Rys. 4. Krzywka po wstępnym toczeniu.



Rys. 5. Odkształcanie się połówek krzywki przy hartowaniu.

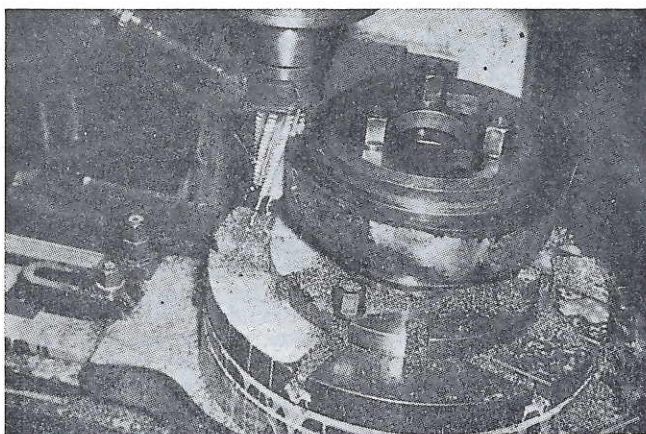
rialowych i finansowych, ciągłym zakłóceniom ulegała rytmiczność produkcji. Aby tego wszystkiego uniknąć, należało szukać nowych rozwiązań technologicznych.

Materiałem wyjściowym przy wytwarzaniu krzywki jest jednolita odkuwka ze stali 15 HGM (rys. 3). Natomiast gotowa krzywka (rys. 2) składa się z dwóch połówek. W procesie technologicznym musi więc istnieć operacja przecięcia krzywki na dwie części. W dotychczasowej technologii przecięcie krzywki następowało po wstępnym toczeniu otworu i płaszczyzn bocznych (rys. 4), tzn. przed hartowaniem bieżni krzywki, natomiast w nowej technologii krzywkę przecina się po zahartowaniu.

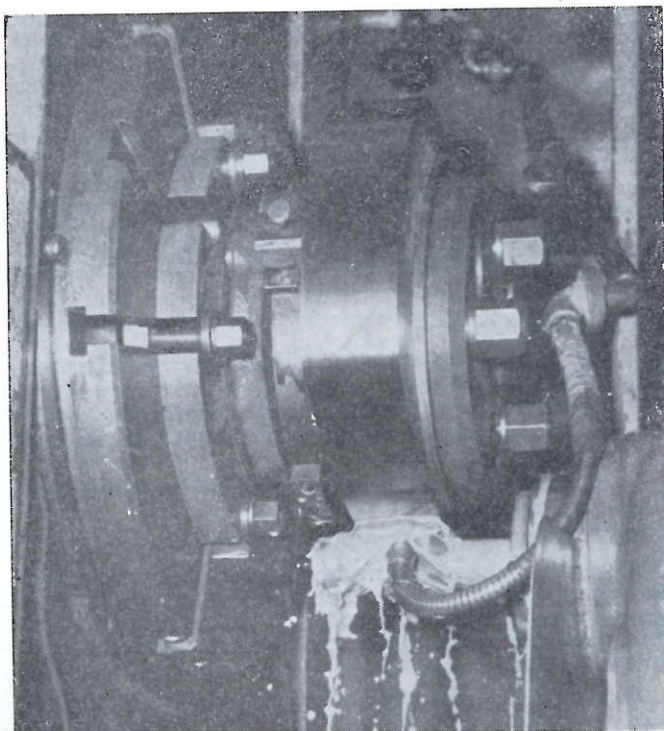
Główną wadą dotychczasowej technologii (powodującą powstanie dużego procentu braków) było to, że dolna i górna część krzywki w czasie nawęglania i hartowania ulegały odkształcaniu w sposób pokazany na rys. 5. Wielkość tego odkształcania dochodziła do 2 mm ($A' - A \leq 2$ mm). Na skutek tych odkształceń istniała konieczność przeszlifowywania płaszczyzn styku obydwu połówek, co bardzo często powodowało zmniejszenie wymiarów B_1 i B_2 poniżej wartości dopuszczalnych, w następstwie czego krzywka była brakowana. Naginanie do wymaganych wymiarów połówek krzywki na prasie nie zawsze prowadziło do celu, gdyż otrzymywano często połówki niedogięte, lub przegięte. Zabieg doginania był kłopotliwy i pracochłonny, a ponadto powodował powsta-

wanie szkodliwych pęknięć na zahartowanej bieźni krzywki.

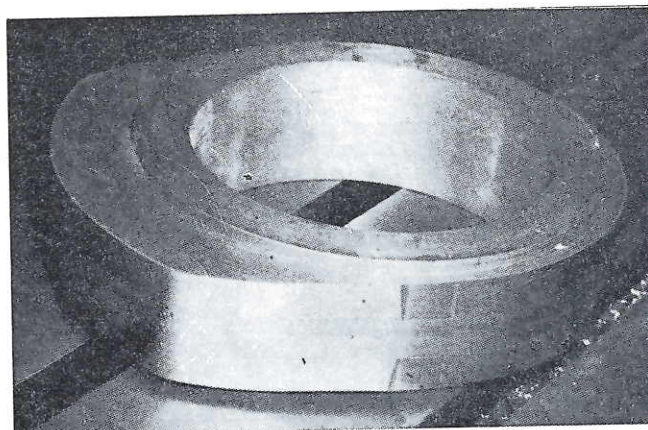
Według nowej technologii, krzywka po wstępnym toczeniu (rys. 4), nie zostaje przecięta na dwie części lecz przechodzi dalsze operacje, aż do hartowania włącznie, jako jednolita całość. Mianowicie, następuje zgrubne frezowanie profilu krzywki na frezarce pionowej (rys. 6) oraz dokładne frezowanie profilu krzywki z zapasem 0,4 mm na stronę, na frezarko-kopiarce (rys. 7). Krzywka w stanie pokazanym na rys. 8 podlega nawęglaniu na głębokość 2,5 mm. Po nawęglaniu, następuje usunięcie warstwy nawęglonej z otworu i płaszczyzn bocznych, przez toczenie. Aby możliwe było przecięcie krzywki na dwie części po jej zahartowaniu, konieczne jest również usunięcie warstwy nawęglonej na bieźni w miejscu przecięcia (rys. 9). Z kolei następuje hartowanie bieźni krzywki, po którym krzywkę przecina się na frezarce poziomej na dwie połówki. Rys. 10 przedstawia krzywkę po przecięciu. Dalszymi operacjami są: szlifowanie płaszczyzn styku, szlifowanie ostateczne otworu, toczenie kołnierzy wraz ze skosami, szlifowanie bieźni krzywki, nacięcie zębów na kołnierzu, polerowanie bieźni i nacięcie rys regulacyjnych na bocznej płaszczyźnie krzywki. Rys. 11 przedstawia szlifowanie bieźni krzywki na szlifierce do krzywek. Oczywiście jest fakt, że ta zasadnicza zmiana technologii wymagała nowych kopiałów i szablonów traserskich, uwzględniających warstwę materiału o grubości 6 mm istniejącą w miejscu styku połówek krzywki, a która usuwana jest w operacjach przecinania i szlifowania.



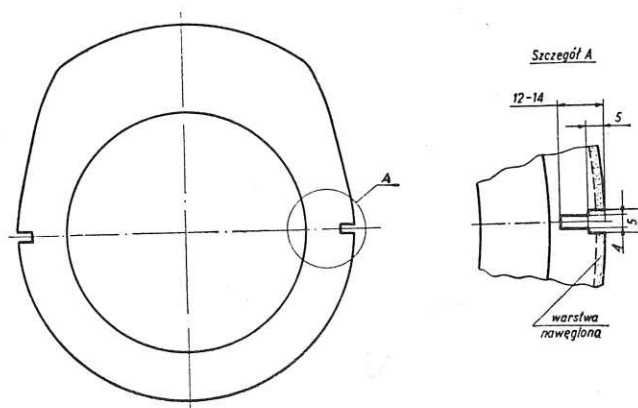
Rys. 6. Zgrubne frezowanie profilu krzywki na frezarce pionowej.



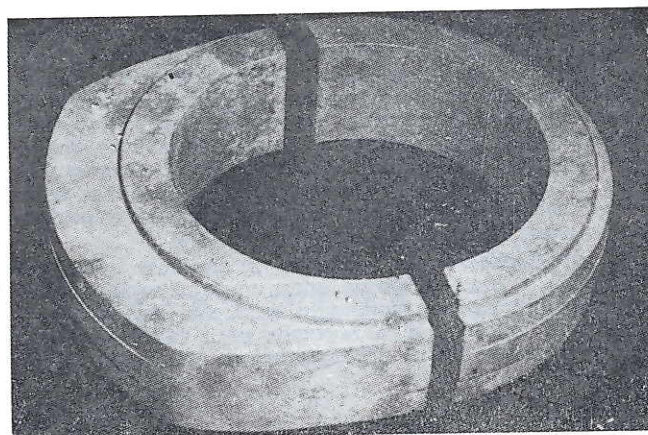
Rys. 7. Dokładne frezowanie profilu krzywki na frezarko-kopiarce.



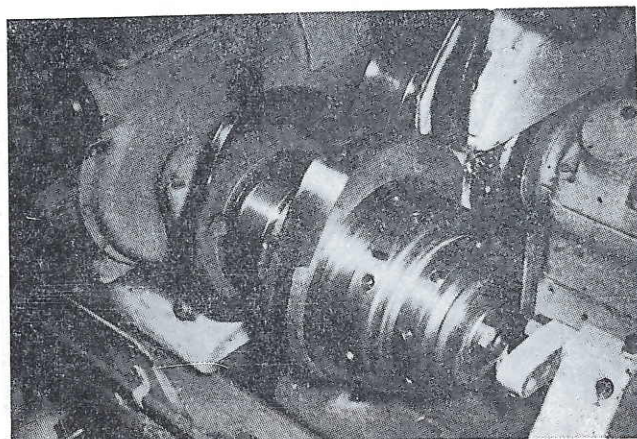
Rys. 8. Kształt krzywki po dokładnym frezowaniu profilu (przed nawęglaniem).



Rys. 9. Kształt nacięcia w miejscu przecięcia krzywki.



Rys. 10. Krzywka po zahartowaniu i przecięciu.



Rys. 11. Szlifowanie bieźni krzywki na szlifierce do krzywek.

W nowej technologii problem odkształcalności krzywki nie odgrywa większej roli. Pomiary krzywek dokonane przed hartowaniem i po hartowaniu oraz po przecięciu na dwie części wykazały, że odkształcenia ich mieszczą się w granicach 0,1–0,25 mm. Biorąc pod uwagę zapas do szlifowania (0,8 mm), odkształcenia te są nieszkodliwe i dopuszczalne. Ponadto nowy proces technologiczny jest tańszy, gdyż eliminuje takie operacje jak:

— wstępne szlifowanie styków połówek krzywki,

- dwukrotne szepianie połówek krzywki przez spawanie,
- rozłączanie połówek,
- miedziowanie styków,
- oraz kilka zabiegów ślusarskich.

Jak z tego wynika, wprowadzenie zmian technologicznych do produkcji krzywek dało poważne oszczędności finansowe, które były jednym z celów tego przedsięwzięcia.

Inż. EDMUND WIERZEJEWSKI

Wybuchy w skrzyni korbowej wysokoprężnych silników spalinowych

Wstęp

Wychyby w skrzyni korbowej wysokoprężnych silników spalinowych niejednokrotnie już powodowały straty w urządzeniach przysilnikowych i obsłudze. Względny bezpieczeństwa zmusiły producentów silników i siłowni do zbadania przyczyn i znalezienia środków zmniejszenia skutków i zapobiegania wybuchom.

Przykłady wybuchów

W 1950 r. ukazał się artykuł w piśmie "The Motor Ship" napisany przez C. C. Poundera, w którym autor podaje spisy szeregu wypadków wybuchów w skrzyni korbowej. Wybuchy zachodziły na wszystkich typach silników. W silnikach głównych, pomocniczych, stacjonarnych, bez względu na ich konstrukcję, a więc w dwusuwach o pojedynczym i podwójnym działaniu, wodzikowych, bezwodzikowych czterosuwach. Przyczyna jednak jest wspólna i polega na zagrzeniu się współpracujących elementów umieszczonych wewnątrz skrzyni korbowej, wypełnionej mgłą olejową. Oto kilka wypadków:

Silnik czterosuwowy podwójnego działania, 6 cylindrów, 4000 KM, w pierwszych rejsach. Krótko przed wybuchem zauważono iskrzenie się wokół trzona tłokowego jednego cylindra. Okazało się, że dolny wtryskiwacz źle pracował i powodował dopalanie się paliwa, co z kolei spowodowało wzrost temperatury trzona tłokowego. Rozgrzany trzon w zetknięciu z mgłą olejową w skrzyni korbowej spowodował groźną w skutkach eksplozję. Poza rozerwaniem drzwi skrzyni korbowej i wysadzeniu z zawiasów drzwi maszynowni, zostały zniszczone ciągiła, a pomosty pogięte. Olej w skrzyni zapalił się.

Na dwusrubowcu, w jednym z silników głównych (7500 KM), w czasie prób w morzu nastąpił wybuch, spowodowany przez koło napinacza łańcucha. Panewki brązowe koła łańcuchowego zagrzały się i zakleszczyły na stalowym wale. Kołki zabezpieczające panewkę zostały

ścięte i koło zaczęło się obracać po zewnętrznej powierzchni panewki, powodując wzrost temperatury. Po pierwszym lekkim wybuchu wewnątrz skrzyni, nastąpiła wkrótce eksplozja. Poprzez wyrwane drzwi skrzyni korbowej wyprysnął płonący olej. Zniszczone zostało całe otoczenie silnika.

Następnym przykładem jest wybuch w czasie próby silnika 10-cio cylindrowego (10.000 KM) na stanowisku zdawczym. Wybuch nastąpił przy pełnym obciążeniu. Drzwi skrzyni łańcuchowej były zamknięte prowizorycznie tylko kilkoma przyciskami. Wybuch wyrwał drzwi, a olej rozbryzgał się wokół silnika. Początkowo przypuszczano, że przyczyną wybuchu był mały luz między cylindrem a tłokiem, względnie że uszczelka gumowa w dolnej części tulei cylindrowej w czasie montażu niewłaściwie się ułożyła i zdeformowała tuleję. Jednak jak później się okazało bezpośrednią przyczyną było nadmierne grzanie się czopów wodzika. Silnik ten posiadał górne panewki korbowodowe z brązu i skrzynię korbową zaopatrzoną w drzwi z klapami bezpieczeństwa. Silnik ten w czasie służby miał 15 eksplozji, które groźnymi specjalnie nie były na skutek zastosowanych klap bezpieczeństwa. Dopiero zmieniona konstrukcja tłoka poprawiła radykalnie sytuację. Zastosowano na tłokach pierścienie wodzące z brązu ołowiowego, a połączenie tłoka z wodzikiem wykonano stożkowo. Zacieranie się tłoków powodowało ciężką pracę czopów wodzika, które grzejąc się powodowały wybuchy w silniku.

Inną przyczyną wybuchu była konstrukcja panewek łożysk głównych silnika stacjonarnego (6 cylindrów, 300 obr./min.) sprzężonego z prądnicą 900 kW. Wybuch nastąpił na stanowisku próbnym podczas pełnego obciążenia. W czasie badania przyczyny stwierdzono, że dolne panewki łożysk głównych miały wytopiony biały metal, a na górnej panewce jednego łożyska stwierdzono nadmierną pracę czopa. Po szeregu badaniach okazało się, że stalowe panewki w czasie pełnego obciążenia mają tendencję do zamykania się, co w wyniku powodowało grzanie się czopów, a skutki — jak wyżej opisano. Zmieniono konstrukcję górnej panewki i kłopoty zniknęły. Na rys. 3 pokazano panewki tego silnika przed i po zmianie.

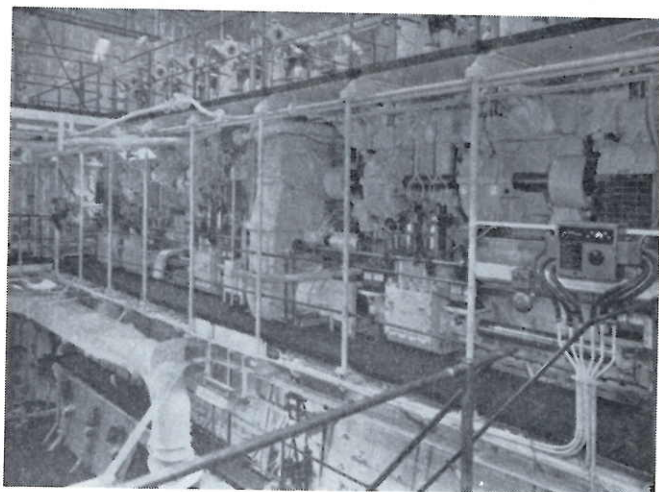
Środki zapobiegawcze

Z zalecanych instrukcjami firm budujących silniki środki zapobiegawcze to:

- a) wypełnianie skrzyni korbowej dwutlenkiem węgla (CO_2) lub azotem przy oznakach zagrzenia się którejś z części silnika,
- b) umieszczanie w drzwiach skrzyni korbowej klap eksplozyjnych,
- c) stosowanie sygnalizatorów niebezpieczeństwa.

Stosowane dawniej urządzenia wentylujące skrzynię korbową są obecnie nie zalecane, gdyż na miejsce usuniętej mgły olejowej wchodzi szczelinami świeże powietrze bogate w tlen, które może wytworzyć mieszaninę łatwo zapalną.

Instalacja CO_2 może być łatwo zastosowana. Każdy silnik ma na komorach skrzyni korbowej i zbiorniku powietrza przepływającego króćce dla podłączenia przewodów CO_2 pobieranego z butli. Otworzenie butli następuje



Rys. 1. Sygnalizator niebezpieczeństwa firmy Gravinger zainstalowany przy silniku Burmeister Wain — 974 VTBF60, na statku m/t „Fausta”.

przez szarpnięcie specjalnej dźwigni na stanowisku manewrowym, poczym butla opróżnia się całkowicie. Ilość potrzebnego CO₂ zależy od objętości skrzyni korbowej.

Klapy eksplozyjne są również powszechnie stosowane. Umieszcza się je w drzwiach skrzyni korbowej (rys. 4 i 5). Klapy eksplozyjne dzięki krótkiemu okresowi otwarcia, obniżają ciśnienie w skrzyni korbowej a jednocześnie nie dają dostępu powietrzu. Zmniejszają one skutki wybuchu lecz nie zapobiegają im. Języki ognia, które wychodzą z pod tych klap, mogą zagrozić życiu obsłudze silnika i być przyczyną pożaru w silowni.

Potrzeba urządzeń ostrzegawczych, któreby dały możliwość zapobieżenia wybuchom stała się konieczna. Obsługa silnika w czas zaalarmowania może zmniejszyć obciążenie silnika, zatrzymać go względnie wypełnić skrzynię dwutlenkiem węgla.

Przyczyny wybuchów

Badanie zawartości skrzyni korbowej podczas normalnego biegu silnika wykazało, że znajdujące się tam gorące powietrze zawiera olej i nieznaczna ilość spalin. Ta mieszanina jest w turbulentnym ruchu, na skutek pracy wału i korbowodu, daje dobrze wymieszaną mgłę olejową. Mgła ta w warunkach normalnej pracy silnika nie zapala się. Obserwując szereg wybuchów stwierdzono, że eksplozje zachodzą tylko po nagrzaniu się którejś części silnika do wysokiej temperatury oraz, że tuż przed wybuchem pojawiają się w skrzyni korbowej znaczne ilości „białego dymu”.

Przyczyną powstawania tzw. białego dymu są gorące powierzchnie części silnika. Drobne krople oleju parują po zetknięciu się z nimi, a dostając się w wyższe chłodniejsze przestrzenie skrzyni skraplają się tworząc mgłę olejową o większej gęstości niż normalnie.

Przeprowadzone badania laboratoryjne na makiecie skrzyni korbowej, gdzie wtryskiwano na gorące powierzchnie metalu rozpylony olej, dowiodły, że skroplona mgła (biały dym) tworzy się, gdy temperatura metalowych części wynosi około 350°C. Tak powstająca mleczna mgła olejowa, tworzy mieszaninę wybuchową łatwo zapalną od iskry, lub rozżarzonej na skutek zatarcia powierzchni. Wybuch następuje już przy temperaturach poniżej 500°C.

Zasady działania urządzeń ostrzegawczych

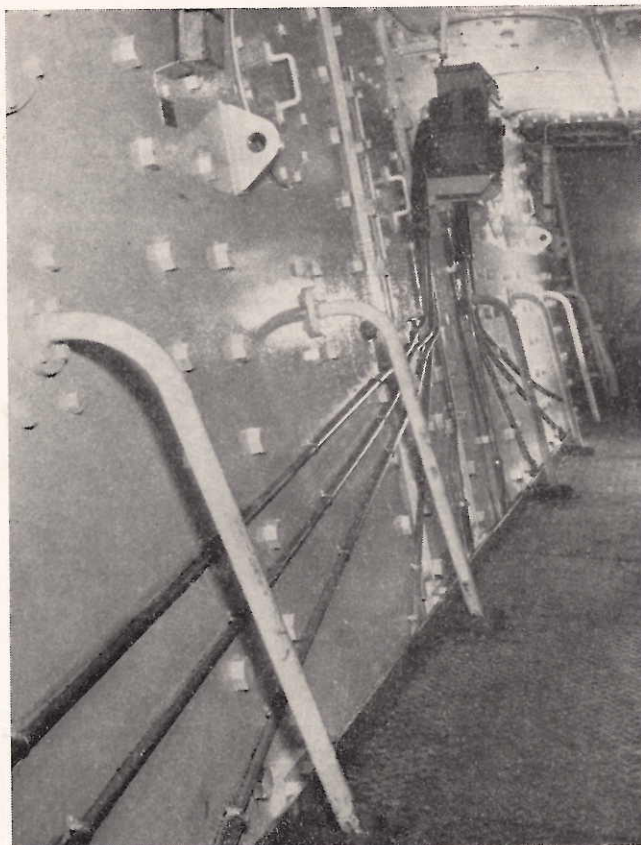
Pierwsza myśl zainstalowania jakiegoś urządzenia ostrzegawczego szła w kierunku pomiaru temperatur części współpracujących w silniku. Jednak na skutek ruchu obrotowego czy posuwisto zwrotnego tych części, urządzenie to byłoby skomplikowane i stwarzałoby duże trudności w eksploatacji. Długie badania nad zależnością gęstości mgły olejowej, znajdującej się w skrzyni korbowej, od temperatury prowadziła firma Walter Kidde and Co i wyprodukowała w 1956 r. prototyp urządzenia z fotokomórką, pokazujący zmiany gęstości mgły olejowej.

Opisane urządzenie sygnalizujące firmy Gravinier, z którym przeprowadzono próby na silniku 6RD76, oparte jest również na zastosowaniu komórki fotoelektrycznej, przy pomocy której dokonuje się pomiaru różnic gęstości mgły olejowej, większej lub mniejszej od gęstości średniej — odpowiadającej obrotom i obciążeniu silnika w danej chwili.

Celem przyrządu jest wykrywanie i lokalizacja gorących miejsc, powstających na skutek zacierania się łożysk czy innych współpracujących powierzchni w skrzyni korbowej silnika, zanim nastąpi poważniejsze uszkodzenie. Wzrost temperatury łożyska czy innych współpracujących części powoduje miejscowe różnice w gęstości mgły olejowej wewnątrz skrzyni korbowej. Przyrząd daje sygnał świetlny i dźwiękowy gdy różnica gęstości między miejscem pobierania próbki a średnią gęstością mgły olejowej wewnątrz skrzyni korbowej osiąga wartość dopuszczalną $0,6 \div 2,5\%$ mieszaniny wybuchowej.

Budowa przyrządu

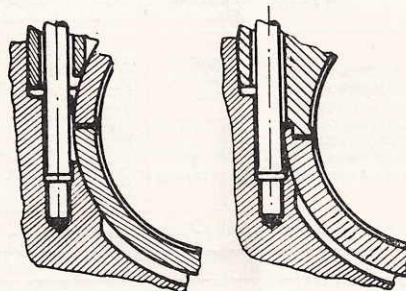
Poprzez otwory w drzwiach każdej sekcji skrzyni korbowej, dalej rurkami i zawór, dostają się próbki mgły olejowej, wciągane przez wentylator, do dwóch rur pomiarowych (rys. 6 i 7). Jedna z rur połączona jest poprzez obrotowy zawór z kolejnymi miejscami pomiaru, druga — jest stale połączona z wszystkimi pozostałymi miejscami pomiarów. Tak więc pierwsza rura pomiarowa otrzymuje kolejno próbkę mgły olejowej z każdego miejsca pomiaru i porównuje gęstość w stosunku do gęstości olejowej w drugiej rurze pomiarowej, która otrzymuje próbkę o przeciętnej gęstości — z wszystkich pozostałych miejsc pomiarowych.



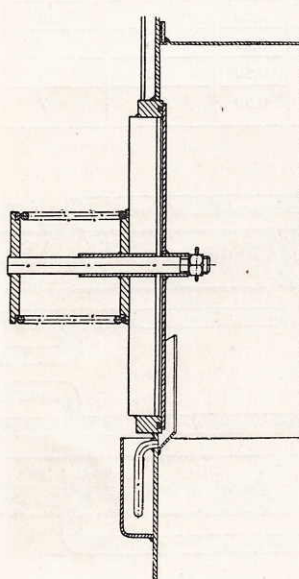
Rys. 2. Sygnalizator niebezpieczeństwa firmy Gravinier zainstalowany przy silniku Sulzer — 9RD76, na statku m/s „City of eastbourne”.

przed zmianą

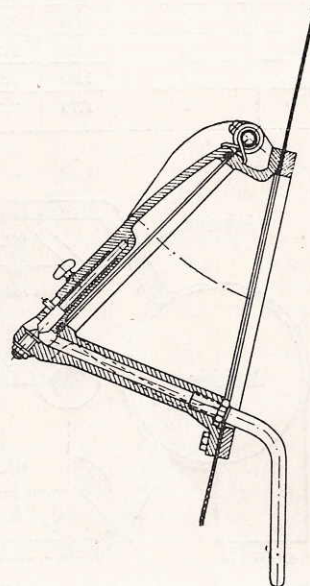
po zmianie



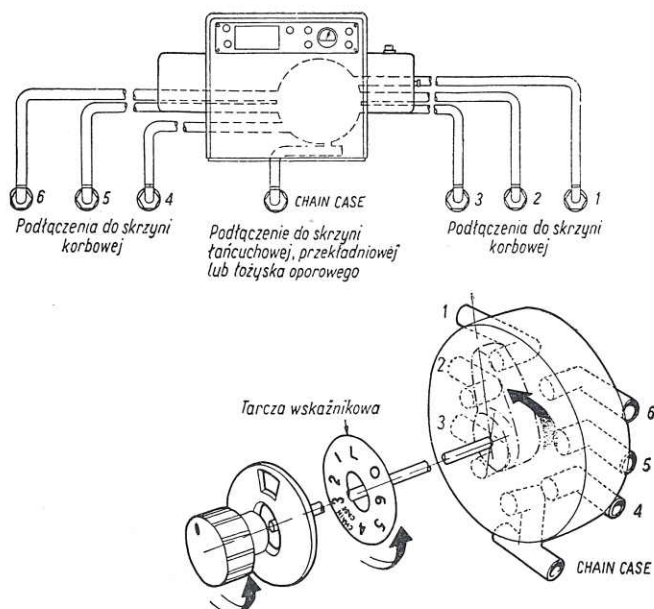
Rys. 3. Zmiana konstrukcji w celu zapobieżenia zamykania się panewki ramowej.



Rys. 4. Klapa eksplozyjna silnika Burmeister i Wain.



Rys. 5. Klapa eksplozyjna silnika Sulzer.



Rys. 6. Schemat podłączenia przyrządu Graviner.

TABLICA 1. Wskazania miliamperomierza przed uruchomieniem silnika

Sektor pomiarowy wg tarczy wskaźnikowej	0	L	1	2	3	Skrzynia łańcuchowa	4	5	6
Wskazania miliamperomierza	0	1,0	0,4	0,3	0,2	0,3	0,3	0,4	0,2

TABLICA 2. Wyniki przeprowadzonych prób sygnalizatora „Graviner” na silniku 6RD76

Lp. próby	Nr sektora pomiarowego skrzyni korbowej do którego wtrysnięto sztuczną mgłą olejową	Ogólna gęstość mgły olejowej w mA		Przyrost gęstości mgły olejowej w mA	Czas od początku wtrysku do chwili pojawienia się sygnału w sek	Długość przewodów doprowadzających mgłę w stopach
		przed wtryskiem	po wtrysku			
1	1	1,50	2,00	0,50	12	11
2	1	2,50	2,75	0,25	12	11
3	2	1,50	2,00	0,50	15	7
4	3	1,75	2,25	0,50	7	3
5	4	2,00	2,75	0,75	8	6
6	5	2,00	2,50	0,50	11	10
7	6	2,25	2,50	0,25	10	15
8	3	1,00	1,50	0,50	8	3
9	2	1,75	2,25	0,50	8	7

Na fotokomórki umieszczone z jednej strony rur pada promień świetlny poprzez zwierciadła. Prąd elektryczny powstały w fotokomórkach jest proporcjonalny do natężenia padającego na nie światła. Prąd nie popłynie o ile gęstość mgły olejowej w obu rurach jest ta sama. Wyższa temperatura w jakiejś części w jednej sekcji skrzyni korbowej spowoduje różnicę gęstości mgły olejowej, a zatem różnicę w oświetleniu fotokomórek, co z kolei spowoduje powstanie prądu i przy osiągnięciu nastawionej granicznej wartości da sygnał świetlny lub dźwiękowy. W przypadku sygnału ramie obrotowe zaworu zatrzymuje się w położeniu wskazującym na tarczy wskaźnikowej miejsce powstania zwyżki temperatury. Raz na obrót przyrząd pokazuje gęstość mgły olejowej w odniesieniu do gęstości powietrza (położenie „L”). Położenie alarmowe można ustalić między 0,6 ÷ 2,5% koncentracji mgły olejowej dającej mieszaninę wybuchową.

Przyrząd jest łatwy w obsłudze. W górnej części znajduje się układ elektronowy, w dolnej jest silniczek na prąd stały lub zmienny i przekładnia napędzająca zawór i wentylator. Zawór jest sprzęgnięty z silniczek poprzez automatycznie wyłączające się sprzęgło. Przyrząd wykonany jest z siedmioma lub dziewięcioma odprowadzeniami dla pobierania próbek.

Wyniki prób

Opisanym przyrządem przeprowadzono próby z silnikiem Sulzer'a 6RD76 na stanowisku zdawczym. Przyrząd z siedmioma odprowadzeniami, napędzany silniczek prądu stałego, zamocowano na prawej stronie silnika, na wysokości około 1700 mm powyżej średniego pomostu.

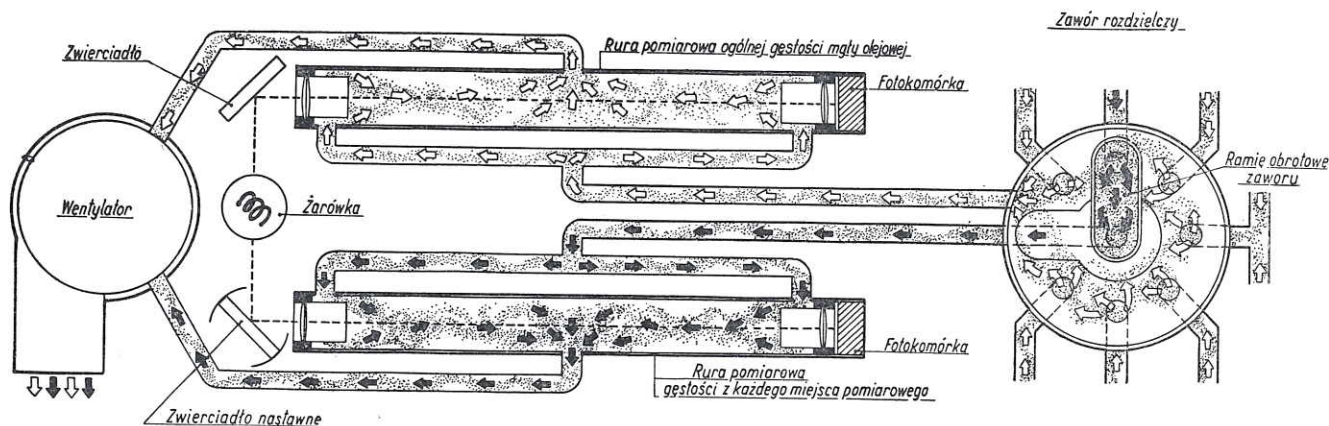
Każdy sektor pomiarowy skrzyni korbowej i łańcuchowej był połączony końcówkami przyrządu giętkim przewodem z neoprenu. Długości poszczególnych przewodów były następujące:

- sektor nr 1 — 11 stóp,
- sektor nr 2 — 7 stóp,
- sektor nr 3 — 3 stopy,
- sektor nr 4 — 6 stóp,
- sektor nr 5 — 10 stóp,
- sektor nr 6 — 15 stóp,
- skrzynia łańcuchowa — 5 stóp.

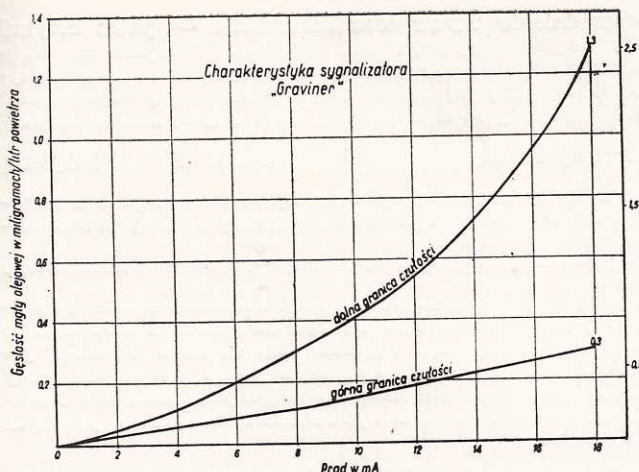
Dla stworzenia podobnych warunków jakie zachodzą przy przegrzewaniu się łożyska użyto przenośnego generatora mgły olejowej o pojemności 250 cm³. Olej „Talpa-30” przy 340°C i ciśnieniu 1,8 atn spieniono azotem z butli. Tak wytworzona mgła olejowa zmieszana z azotem, wtrysnięto do skrzyni korbowej na wysokości korby w GMP. Rurki pobierające próbki mgły olejowej były umieszczone po przeciwnej stronie, na wysokości górnej głowy korbowa. Do próby przystąpiono po 1½ godz. biegu silnika na obciążeniu 25% i przy 90 obr/min. Urządzenie pomiarowe było wyregulowane poprzednio w czasie próby osiemnastogodzinnej na stanowisku zdawczym, po uzyskaniu przez silnik równowagi cieplnej, na najwyższą czułość. Wskazania miliamperomierza przed uruchomieniem silnika przedstawione są w tabeli 1.

Charakterystyka przyrządu (rys. 8) przy maksymalnej czułości pokazuje, że sygnał w zakresie skali 0 ÷ 2 mA nastąpi przy gęstości mgły olejowej wynoszącej powyżej 0,026 mg/l powietrza i takie też wyniki otrzymano w czasie prób.

Jak pokazuje tabela 2 po każdorazowym wtrysnięciu mgły próbnej natężenie prądu wzrosło średnio o 0,5 mA,



Rys. 7. Schemat działania przyrządu do pomiaru gęstości mgły olejowej.



Rys. 8. Charakterystyka sygnalizatora „Graviner”.

co odpowiada wzrostowi średniej gęstości mgły olejowej o 0,006 mg/l powietrza i nie powinno dawać sygnału. Chwilowa jednak gęstość w jednym sektorze skrzyni korbowej, zaraz po wtrysnięciu, jest około 7 razy wyższa

(cała objętość — sześć sekcji i skrzynia łańcuchowa) i wynosi 0,045 mg/l powietrza, więc sygnał musiał nastąpić.

Czas od momentu wtrysku do pojawienia się sygnału jest zależny od długości przewodu (tablica 2), jednakże jest on kilka razy krótszy od czasu gdyby rzeczywiście nastąpiło zatarcie.

Mieszanina wybuchowa powstaje przy gęstości mgły olejowej 50 mg/l powietrza, natomiast sygnał alarmowy w położeniu „L”, pokazującym ogólną gęstość mgły w całej skrzyni korbowej, następował gdy osiągała ona wartość 0,3 mg/l powietrza. Widać z tego, że sygnał następuje dużo wcześniej niż powstaną warunki, w których następuje wybuch.

Wnioski

Opisany przyrząd ostrzegawczy nie tylko oddaje usługi w czasie eksploatacji silnika, lecz winien być również wyposażeniem stacji prób. Pozwoliłoby to na bezpieczne przeprowadzenie badań różnych stopów łożyskowych i materiałów, których przydatność może być określona tylko na drodze doświadczalnej.

Literatura:

- J. H. Burgoyne i D. M. Hewitt — Crankcase explosions in marine engines.
Preventing crankcase explosion damage — Motor Ship, 1956 r.
Awarding Dwidce based on the detection of condensed Oil Mist.
— The Motor Ship, 1955 r.
Prospekt firmy Graviner.

Mgr inż. ANDRZEJ PRESZ

Wskazania dla konstrukcji tłoków i doboru czynnika chłodzącego wolnobieżnych silników okrętowych o dużych mocach z cylindra

Wstęp

Artykuł niniejszy stanowi dalszy ciąg opublikowanych w numerze specjalnym Biuletynu Technicznego (październik 1961), str. 105-113, rozważań dotyczących chłodzenia tłoków w wolnobieżnych silnikach okrętowych o dużych mocach z cylindra. Całość tego opracowania, tj. tematyka opublikowana we wspomnianym numerze specjalnym B. T. oraz tematyka zawarta w obecnie drukowanym artykule, przygotowana została na IV Sesję Naukową Okrętowców w Szczecinie (październik 1961) i przedstawiona uczestnikom tej Sesji w formie referatu.

Odpowiednim wprowadzeniem dla omawianych obecnie zagadnień będzie krótkie streszczenie artykułu pt. „Zagadnienie chłodzenia tłoków w wolnobieżnych silnikach okrętowych o dużych mocach z cylindra”, opublikowanego we wspomnianym numerze specjalnym B. T.

Na wstępie przypomniano znane zależności dotyczące przepływu i wymiany ciepła, ilości ciepła odprowadzonego poprzez tłok przy danych podstawowych parametrach silnika oraz występującej teoretycznej średniej temperatury denka tłoka. Droga krótkiej analizy tej ostatniej zależności przedstawiony został duży wpływ tzw. całkowitego oporu przenikania ciepła na uzyskanie niższych temperatur chłodzonego tłoka. Szczegółowo rozważone zostały wielkości całkowitego oporu przenikania dla dwóch wchodzących w grę czynników chłodzących, tj. oleju i wody oraz wykazano wyższość pod względem cieplnym wody jako czynnika chłodzącego tłoka. W dalszym ciągu omówiono systemy chłodzenia tłoków wodą morską w obiegu otwartym, wodą słodką w obiegu zamkniętym oraz olejem, przedstawiającym związane z tym konstrukcyjne i eksploatacyjne zalety i wady. Wykazano celowość i w pewnym sensie potrzebę stosowania — w silnikach o dużych średnicach cylindrów i wysokim średnim ciśnieniu efektywnym — dla chłodzenia tłoków wody słodkiej, oraz wynikające stąd korzyści — z punktu widzenia wielkości potrzebnych urządzeń i kosztów eksploatacyjnych. W konkluzji wysunięto wniosek, że dalszy postęp i rozwój silników okrętowych o dużych mocach

z cylindra winien być nieodłącznie związany z powszechnym wprowadzeniem wodnego systemu chłodzenia tłoków, przy założeniu pewności ruchowej rozwiązań konstrukcyjnych.

Kierunek koniecznych rozwiązań konstrukcyjnych i jego uzasadnienie dla tłoków cieplnie wysoko obciążonych

Wzmózone ilości ciepła, jakie przy wzrastających średnicach cylindra i podnoszonym ciśnieniu użytkowym należy odprowadzić poprzez tłok dla utrzymania jego temperatur w dopuszczalnych granicach, powodują potrzebę wprowadzania takich rozwiązań konstrukcyjnych samego tłoka, które zapewniają przeniesienie dużych obciążeń mechanicznych przy możliwie swobodnym przepływie ciepła do czynnika chłodzącego i niskich naprężeń cieplnych powodowanych różnicą temperatur. Jest zrozumiałym, że biorąc pod uwagę wzrastające — przy powiększaniu średnicy cylindra i średniego ciśnienia użytkowego — siły tłokowe, należałoby w celu utrzymania naprężeń mechanicznych w dopuszczalnych granicach, zwiększać odpowiednio grubości denka tłoka oraz w zależności od miejsca umocowania drąga tłokowego — również pozostałe ścianki całej górnej części tłoka. Trzymanie się tej najprostszej drogi, zmierzającej do spełnienia ostrzejszych warunków narzucanych przez zwiększone obciążenia mechaniczne, byłoby nieodzowne w przypadku stosowania w pewnym stopniu utartego już od pewnego czasu rozwiązania górnej części tłoka. Chodzi tu o takie bezpośrednie lub dające się do niego sprowadzić rozwiązanie, w którym denko w postaci mniej lub więcej ukształtowanej od strony spalin związane jest skąpo zgrubionym w narożach przejściem w cylindryczną górną część tłoka. Tego rodzaju rozwiązanie jest prawie nieodłącznie związane z wszelkiego rodzaju kierownicami dla czynnika chłodzącego bądź to spiralnymi, węzowymi, bądź też innego rodzaju. Bowiem zastosowanie ich wiąże się z koniecznością płaskiego — na jak największej powierzchni (prawie aż do naroży) — ukształtowania wewnętrznej strony denka tłoka.

Najprostsza możliwość zwiększania — z powodu przy-

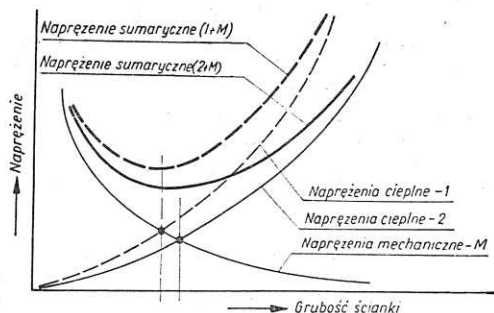
roštu obciążeń mechanicznych — grubości denka tłoka zaczyna jednakże zawodzić z uwagi na występujące znaczne już dziś obciążenia cieplne, wywołujące takie temperatury i naprężenia, które najczęściej nie mogą być już przekraczane. Każde powiększenie grubości denka tłoka, ze względu na przyrost oporu przenikania ciepła przez denko $\frac{\delta}{\lambda}$,

prowadzi do wzrostu średniej temperatury tłoka od strony spalin, a powstała w ten sposób większa różnica temperatur denka od strony spalin i strony chłodzenia — do zwiększonych niebezpiecznych naprężeń cieplnych. Te naprężenia z kolei najczęściej są powodem spotykanych deformacji tłoków i ich pęknięć. W celu lepszego zrozumienia tego problemu, warto go nieco dokładniej omówić.

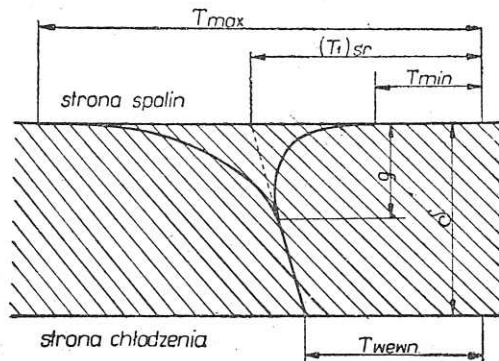
Korzystne obniżenie naprężeń mechanicznych ze wzrostem grubości denka tłoka związane jest nierozdzielnie z przyrostem naprężeń cieplnych, nieproporcjonalnie większych przy przekroczeniu pewnej optymalnej grubości ścianki dla danych ilości przechodzącego ciepła. Przy wzroście tej ilości ciepła (co ma miejsce przy powiększaniu średnicy cylindra i średniego ciśnienia użytecznego), a niezmiennionej grubości denka tłoka, wywołane naprężenia cieplne również rosną. Tak więc przy jednoczesnym zwiększeniu grubości denka tłoka i ilości przechodzącego przez niego ciepła przyrost naprężeń cieplnych jest bardzo znaczny i często już trudny do opanowania przy nieprzewidywanych ale możliwych zakłóceniach w przepływie ciepła do czynnika chłodzącego (np. duże osady kokso-we po stronie chłodzenia od oleju chłodzącego, zmniejszenia przepływu czynnika chłodzącego itp.). Oczywiście jest, że te znaczne naprężenia cieplne sumują się z większymi przy powiększonych siłach spalania) naprężeniami mechanicznymi. Zmianę naprężeń mechanicznych i cieplnych w zależności od grubości ścianki i ilości przechodzącego ciepła przedstawia wykres na rys. 1.

Nawiązując do wspomnianego przyrostu temperatury denka od strony spalin przy zwiększeniu jego grubości, trzeba wyjaśnić, że przez powiększenie natężenia przepływu czynnika chłodzącego (powiększenie szybkości wpływa na korzystną zmianę współczynnika przejmowania ciepła α — patrz artykuł w numerze specjalnym B. T. z 1961 r.) można mniej lub więcej złagodzić względnie nawet usunąć ten niepożądany wzrost temperatury. Należy jednak wziąć pod uwagę, że jak wynika z zależności dotyczącej przepływu ciepła:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta'}{\lambda'}} \cdot [(T_1)_{sr} - T_2] \cdot F \dots [\text{kcal/h}]$$



Rys. 1. Wykres naprężeń mechanicznych i cieplnych w zależności od grubości ścianki, dla dwóch różnych ilości ciepła przechodzących przez ściankę.



Rys. 2. Schemat wahań temperatury na powierzchni denka tłoka od strony spalin.

(uzasadnienie wzoru oraz oznaczenia — patrz artykuł w numerze specjalnym B. T. z 1961 r.) zwiększenie natężenia przepływu czynnika chłodzącego musi być podwójne. Chcąc przy tej samej temperaturze $(T_1)_{sr}$ odprowadzić przypadającą na tłok większą ilość ciepła, należy obniżyć opór częściowy $\frac{1}{\alpha}$ spowodować nie tylko żadaną

obniżkę tej temperatury wzrastającej w przypadku wzrostu Q , lecz pokryć również zwiększony ze względu na nową grubość denka opór częściowy $\frac{\delta}{\lambda}$. Można to zilustrować

w sposób bardzo przejrzysty odpowiednimi zmianami wykresu, przedstawionego na rys. 2. Znaczne zwiększenie natężenia przepływu czynnika chłodzącego wymaga jednakże bardzo dużych wydatków pomp, znacznych mocy elektrycznych do ich napędu, większych nakładów inwestycyjnych itd., co może być realizowane tylko w pewnych granicach.

Z omawianych względów, przy zwiększaniu średnicy cylindra a przede wszystkim przy podnoszeniu średniego ciśnienia użytecznego p_e , koniecznym rozwiązaniem jest dążenie do utrzymania dawnej lub wprowadzenia jeszcze mniejszej grubości denka tłoka drogą odpowiedniego jego ukształtowania, lepszego podparcia, względnie też równoczesnego zastosowania materiału o wyższych własnościach wytrzymałościowych. Szczególnie istotne jest dobre podparcie denka, w miarę możliwości blisko osi środkowej względnie na dużej części powierzchni wewnętrznej, umożliwiającej wprowadzenie stosunkowo bardzo małych grubości samego denka oraz jego naroży (możliwe głębokie podcięcie w narożach). W ten sposób przepływ ciepła przez samo denko tłoka skutkiem małego oporu przenikania $\frac{\delta}{\lambda}$, zostaje ułatwiony, a istniejąca przy tym mała

różnica temperatur denka od strony spalin — $(T_1)_{sr}$ oraz od strony chłodzenia — T_{wewn} nie powoduje powstawania znacznych naprężeń cieplnych, które mogłyby w sumie z naprężeniami mechanicznymi zagrażać wytrzymałości górnej części tłoka.

Pewne możliwości zmniejszenia przyrostu temperatury $(T_1)_{sr}$ przy przypadającej na tłok zwiększonej ilości ciepła lub obniżenia temperatury przy tej samej ilości ciepła, istnieją w wielkości powierzchni chłodzonej denka tłoka. Jak wynika z przytoczonego wzoru, przy tej samej temperaturze — $(T_1)_{sr}$ może być odprowadzona większa ilość ciepła w przypadku zwiększenia intensywnie czynnej powierzchni chłodzonej F . Pod pojęciem powierzchni intensywnie czynnej należy rozumieć wewnętrzną powierzchnię denka wraz z narożami, decydującą w gruncie rzeczy o rozkładzie temperatur w całej górnej części tłoka. Utarte do niedawna jeszcze rozwiązania konstrukcyjne, w których do mniej lub więcej płaskiego od strony chłodzenia denka tłoka przylegają z potrzebnym luzem odpowiednie kierownice, dają w efekcie stosunek intensywnie czynnej powierzchni chłodzonej F do powierzchni IID² — wynikającej ze średnicy cylindra, zawsze mniejszy

4
szy od 1 — praktycznie w granicach $f = 0,7 \div 0,8$. W ograniczonym stopniu, z uwagi na konieczną wytrzymałość denka w miejscu największego momentu zginającego wynikającego z braku dobrego podparcia, podcinanie naroży od strony chłodzenia pozwala na uzyskanie wyższych wartości z przytoczonego zakresu. Przez odwrócenie zagadnienia i uezebrowanie wewnętrznej strony denka — będącego zarazem wtedy kierownicą dla czynnika chłodzącego, intensywnie czynna powierzchnia chłodzenia może być tak zwiększona, że stosunek jej do powierzchni przekroczy wartość 1 — dochodząc nawet do $f = 1,2 \div 1,3$. Oczywiście jest, że łącząc to rozwiązanie z możliwie najmniejszymi grubościami denka pomiędzy uezebrowaniem i dobrym podparciem samego denka, można uzyskać możliwości odprowadzania nieco większych ilości ciepła przy tej samej temperaturze (T_1) lub obniżenia jej przy odprowadzaniu tych samych ilości ciepła. Tą drogą sztucznego zwiększenia intensywnie czynnej powierzchni chłodzenia poszła ostatnio wytwórnia FIAT przy konstrukcji tłoków z chłodzeniem przy pomocy oleju, dla budowanych silników o dużych średnicach cylindrów.

W dotychczasowych rozważaniach poruszany był niekorzystny wpływ wzrostu temperatury $(T_1)_{sr}$ denka od strony spalin. Istnieje jeszcze jeden poważny powód ażeby przyrost ten jak najbardziej ograniczać, a nawet całkowicie wyeliminować. Powodem tym jest znaczna dla

występujących obciążeń cieplnych wysokość tej temperatury. Uzyskiwane dziś powszechnie w silnikach okrętowych średnie ciśnienie użyteczne p_e o wielkości $7 \div 8,5 \text{ kg/cm}^2$, a nawet więcej, przy średnicach cylindrów rzędu $500 \div 900 \text{ mm}$, daje na denku odpowiednio do konstrukcji tłoka, sposobu jego chłodzenia, systemu przepłukania i ilości powietrza przepłukującego maksymalne temperatury tak wysokie, że praktycznie nie można dopuszczać do dalszej ich zwyczajki. Warto podkreślić, że z wymienionych czynników decydujących o wysokości temperatury denka system przepłukania cylindra i ilości powietrza przepłukującego odgrywają tu niepoślednią rolę. Przy przepłukaniu wzdłużnym, skutkiem istnienia szczelin przepłukujących na całym obwodzie tulei cylindrowej, górna część tłoka ochładzana jest dookoła skutecznie powietrzem napływającym do cylindra. Przy systemach poprzecznego i nawrotnego płukania, temu chwilowemu chłodzeniu poddawana jest tylko pewna część obwodu tłoka i stąd też pochodzą nieco wyższe dla tych systemów maksymalne temperatury denka. Odnosnie drugiego czynnika wystarczy stwierdzić, że większa ilość powietrza i dłuższy czas przepłukania wpływają dodatnio w kierunku obniżenia temperatur tłoka. Dążenie jednakże ta droga do obniżenia temperatur tłoka możliwe jest tylko w nieznacznych granicach, z uwagi na związane z tym duże urządzenia sprężarkowe, straty powietrza do układu wydechowego, straty mocy cylindra względnie zwiększenie zużycia paliwa.

W zależności od wymienionych i wszystkich innych mniej już istotnych czynników natury konstrukcyjnej maksymalne temperatury denek tłoków po stronie zewnętrznej leżą dziś w granicach $450\text{--}550^\circ\text{C}$. Przekraczanie tego zakresu temperatur wiązałoby się ze zjawiskiem powstawania zgorzeliny na powierzchni denka (około $550\text{--}600^\circ\text{C}$), która złuszczała się w czasie ruchu silnika w znacznym stopniu zwiększając swym działaniem szlifującym zużycie gładzi cylindrowej i pierścieni tłokowych, nie mówiąc już o ubytkach materiału na denku samego tłoka. Również z uwagi na zagrożenie smarowania gładzi cylindrowej zakres osiągniętych lokalnie temperatur należy uważać dziś już jeśli nie za graniczny, to w każdym razie nadzwyczaj tego bliski. Powstające w górnej części tłoka temperatury rzędu $180\text{--}200^\circ\text{C}$ — w okolicach najwyższych pierścieni tłokowych, przy koniecznych z uwagi na znaczne maksymalne ciśnienia spalania większych naciskach pierścieni na gładź cylindrową, nie sprzyjają dobremu smarowaniu i rozprowadzaniu oleju po całej gładzi a nawet uszczelniającemu działaniu pierścieni tłokowych. Przyczyniają się one niewątpliwie, mimo stosowania udoskonalonych olei smarowych, do tworzenia z biegiem czasu twardych nagarów i różnych osadów w okolicach rowków pierścieniowych. Wynikające stąd dalsze skutki jak trudności w rozprowadzaniu oleju po obwodzie gładzi, pewne tylko lub całkowite unieruchomienie pierścieni tłokowych, gorszy odpływ ciepła z tłoka poprzez pierścienie na gładź cylindrową, przedmuchy spalin poprzez nieszczelne pierścienie itp. są jak wiadomo nadzwyczaj szkodliwe, a tym samym całkowicie niepożądane.

Ograniczona stosowalność oleju jako czynnika chłodzącego dla tłoków cieplnie wysoko obciążonych

Rozwiązania konstrukcyjne chłodzonych olejem tłoków w dzisiejszych nowoczesnych głównych silnikach okrętowych o średnim ciśnieniu użytecznym $p_e = 7 \div 8,5 \text{ kg/cm}^2$, dają na ogół w wyniku, na wewnętrznej powierzchni denka od strony chłodzenia, temperatury w granicach $T_{\text{wewn}} = 180 \div 250^\circ\text{C}$. Oczywiście jest, że zależnie od samej konstrukcji tłoka i doskonałości przyjętego sposobu chłodzenia, rozkład temperatur na wewnętrznej powierzchni denka może być mniej lub więcej równomierny, a średnia temperatura może w niektórych przypadkach wynosić również nieco poniżej podanego zakresu. W każdym bądź razie nawet i w tych przypadkach najwyższa temperatura wewnętrznej powierzchni, najczęściej w narożach górnej części tłoka, przeważnie mieści się w przytoczonym zakresie. Przy temperaturach tego rzędu spotyka się już powszechnie z problemem powstawania osadów koksowych w przestrzeni chłodzenia, dochodzących w okresach międzyprzeglądowych do różnych grubości zależnie od najważniejszych czynników jakimi są: wysokość temperatury danego miejsca, sposób rozwiązania przestrzeni chłodzenia i związanej z tym lokalnej szybkości przepływu oleju chłodzącego, skłonności oleju do starzenia, utleniania i tworzenia osadów. Tymi warunkami należy tłumaczyć występujące w eksploatacji dzi-

niejszych nowoczesnych silników różne grubości osadów — od 2 do nawet 10 mm, w czasie od 1000 do 10000 godz. ruchowych. Wpływ tych osadów na proces przepływu ciepła z denka tłoka do oleju chłodzącego został wystarczająco obszernie omówiony w artykule „Zagadnienia chłodzenia tłoków w wolnobieżnych silnikach okrętowych o dużych mocach z cylindra” — numer specjalny B.T. z 1961 r. i nie trzeba już dalej wyjaśniać ich szkodliwości. Należy jedynie stwierdzić, że szacunkowo średnia ich grubość na całej powierzchni wewnętrznej denka, o wielkości około $3 \div 4 \text{ mm}$ jest w stanie poważnie zagrażać prawidłowej pracy tłoków.

Fakt, że w przeważającej mierze nie dochodzi jeszcze do powszechnego występowania z tego powodu zjawisk przegrzewania tłoków, nadpalania denek, pęknięć itp., może być wytłumaczony usuwaniem tych osadów w odpowiednim jeszcze czasie na podstawie doświadczenia wytwórców i użytkowników z danymi typami silników. W tym kierunku, dla silników w których występowało znaczne odkładanie osadów w przestrzeniach chłodzenia tłoków, sły np. zalecenia wytwórni MAN. przewidujące raz w miesiącu demontaż kolejnego tłoka wraz z czyszczeniem jego wnętrza, tj. co około $2000 \div 2500$ godzin ruchowych.

W znacznym stopniu do znosnych jeszcze, jeśli chodzi o grubość osadów olejowych, rezultatów przyczynia się stosowanie we wspólnych obiegach smarowania łożysk i chłodzenia tłoków takich olejów, których skłonność do starzenia, utleniania i tworzenia osadów zarówno mulistych jak i koksowych jest możliwie mała. Spośród czystych olejów mineralnych zalecane są przez wytwórnie silnikowe i stosowane przez użytkowników przeważnie oleje charakteru parafinowego (pochodzące z rop naftowych zawierających węglowodory o przeważającej ilości łańcuchów parafinowych), które w przeciwieństwie do olejów charakteru naftenowego (pochodzących z rop naftowych z przewagą węglowodorów o budowie cyklicznej) mogą być termicznie nieco wyżej obciążone i zaczynają ulegać przyspieszonemu rozpadowi oraz tworzyć znaczne osady dopiero przy nieco wyższych temperaturach. Bardzo często również stosowane są z powodzeniem oleje chemicznie uszlachetnione dodatkami typu „Premium” (ogólnie określanymi nazwą inhibitorów — np. niektóre fenole, aminy i aminofenole, pewne związki metaloorganiczne i fosforowe, niektóre mydła itp., których działanie zmierza w kierunku zahamowania skłonności cząsteczek oleju do starzenia, utleniania i rozpadu oraz zapobiegania procesom korozyjnym. Ponadto w szeregu przypadkach używane są oleje uszlachetnione dodatkami typu „Heavy Duty”, o działaniu zmywającym (tzw. „detergenty”) i rozpraszającym (tzw. „dispersatory”).

Trzeba przypomnieć, że duży nacisk wytwórni silnikowych na możliwie małą skłonność olejów do rozpadu i tworzenia osadów, jak również wzmocniony konkurencyjny ruch w tym kierunku wśród dostawców olejowych, pozwolił parę lat temu wstecz na pewne przeciwdziałanie notowanemu już wówczas zjawisku nadmiernego odkładania się osadów w przestrzeniach chłodzenia tłoków. Jak należy sądzić z szeregu ustnych informacji mechaników okrętowych i różnych raportów dotyczących po większej części zagranicznych statków z silnikami różnych typów, problem ten nie jest obcy prawie żadnej wytwórni silników okrętowych. Fakty i szczegóły dotyczące tych trudności, ze zrozumiałych względów nie były rozpowszechniane. Droga doskonalszych rozwiązań samych tłoków, i stawianiu wyższych wymagań odnośnie stosowanych olejów, występujące na silnikach różnych wytwórni trudności z tłokami — dla będących w eksploatacji silników o nie najwyższym jeszcze średnim ciśnieniu użytecznym — zostały w mniejszym lub większym stopniu na ogół opanowane.

To przypomnienie obecnego stanu powoli w pełni odcień trudności z jakimi należy liczyć się przy dużych średnicach cylindrów i przewidywanym dalszym powiększaniu średniego ciśnienia użytecznego. Istotą problemu jest to, że przy wprowadzaniu uzasadnionych uprzednio cienkościennych rozwiązań denek tłoków występować będzie wzrost temperatur na wewnętrznej stronie denka do skrajnych górnych wartości przytoczonego zakresu $T_{\text{wewn}} = 180 \div 250^\circ\text{C}$ i powyżej. Zjawisko to nie jest wcale obojętne z punktu widzenia odporności stosowanego oleju na starzenie, utlenianie i tworzenie osadów koksowych. Dla każdego oleju skłonność do tych niepożądanych i szkodliwych procesów wzrasta bowiem znacznie ze wzrostem temperatury powierzchni chłodzonej. Stąd też przy wprowadzaniu koniecznych, w miarę dal-

szezo rozwoju, silników, cienkościennych denek tłokowych należy się liczyć ze znacznie szybszym powstawaniem tych osadów i narastaniem ich do większej grubości, a co za tym idzie wzmożonym zakłóceniem przepływu ciepła z denka do oleju chłodzącego, wzrostem temperatury tłoka, jego nadpalaniem itp. Nie należy przewidywać, biorąc pod uwagę szybki w ostatnich latach wzrost średnich ciśnień użytecznych w różnych typach silników okrętowych, by wzrost ten uległ nagle zahamowaniu, tym bardziej że niema ku temu istotnych przyczyn. Wprost przeciwnie nawet, istnieją szerokie możliwości jakie stwarza wygodne doładowanie przy pomocy turbosprężarek. Przy takim założeniu nie wydaje się możliwym, by nadzwyczaj szybkiemu wzrostowi obciążeń cieplnych tłoków miało towarzyszyć również szybko postępujące udoskonalenie własności olejów. Określana dziś na około 200°C wartość temperatury, przy której najlepszy nawet i uszlachetniony olej zaczyna się rozkładać, stwarza w pewnym stopniu granicę stosowności oleju jako czynnika chłodzącego tłoki. Nie należy raczej spodziewać się na podstawie różnych wypowiedzi specjalistów od produkcji olejów, by nastąpiła jakaś radykalna zmiana w kierunku zwiększenia tej temperatury przy równoczesnym zachowaniu wymaganych dobrych własności smarnych oleju. Zakładając mimo wszystko, że w miarę wzrastających obciążeń cieplnych producenci będą w stanie dostarczyć oleje pod tym względem coraz doskonalsze, celowość stosowania tych olejów stanie się według wszelkiego prawdopodobieństwa problematyczna z uwagi na cenę zakupu i koszty eksploatacyjne. Powodem do takich przewidywań są istniejące już dziś znaczne różnice cen zakupu czystych olejów mineralnych i olejów uszlachetnionych, co przy potrzebnych dla napełnienia układu smarowania łożysk i chłodzenie tłoków ilościach rzędu kilku do kilkunastu ton, wiąże się z poważnym kosztem jednorazowym i dalszymi z upływem lat kosztami wymiany.

Do podanej granicznej wartości temperatury, przy której każdy olej wykazuje skłonność do rozkładu i wzmożonego tworzenia osadów, trzeba dla porządku dołączyć jeszcze pewne wyjaśnienie, które równocześnie tłumaczy ujęte w artykule numeru specjalnego BT z 1961 r. twierdzenie o większej skłonności oleju do tworzenia osadu przy dłuższym czasie stykania się cząsteczek oleju z gorącą powierzchnią. Przytoczoną wartość 200°C należy odnieść do omywanej przez olej chłodzący ścianki i wchodzących w grę przeciętnych szybkości przepływu oleju wzdłuż tej ścianki, tj. denka tłokowego. Droga analogii do procesu czystego utleniania oleju, który jak wykazały doświadczenia zaczyna się nie w chwili zetknięcia się oleju z tlenem lecz po pewnym okresie czasu zwanym okresem indukcyjnym, można z dużą pewnością wyprowadzić wniosek dotyczący zmiennej wysokości odnośnej granicznej temperatury w zależności od szybkości przepływu oleju wzdłuż denka tłoka. Podobnie jak w procesie utleniania, gdy czas zetknięcia cząsteczek oleju z tlenem będzie mniejszy od tzw. okresu indukcyjnego to utlenienie nie wystąpi, tak i dla procesu rozpadu i wzmożonego tworzenia osadów można twierdzić, że jeśli okres zetknięcia się cząsteczek oleju z chłodzoną ścianką będzie odpowiednio krótki — rozpad nie będzie miał miejsca. Wypływa stąd wniosek, potwierdzony zresztą przez doświadczenie, że zwiększenie szybkości przepływu oleju w przestrzeni chłodzenia drogą znacznego zwiększania wydatków pomp olejowych wiąże się z wyższą nieco graniczną temperaturą, decydującą o wzmożonym rozpadzie oleju i tworzeniu osadów. Droga ta jednak nie może być uważana za właściwe wyjście, z uwagi na problem nieopłacalności stosowania tego typu wielkich urządzeń silownianych.

Wskazania dotyczące oleju chłodzącego tłoki, stosowanego na statkach krajowych

Parę słów wiążących się wprawdzie z tematyką artykułu, lecz ważnych tylko dla naszych warunków krajowych, wydaje się słusznym poświęcić użytkowanym silnikom różnych typów pracującym z doładowaniem, a więc z osiąganymi obecnie wysokimi już wartościami średniego ciśnienia użytecznego. Podanie następujących wskazań odnośnie tych silników jest o tyle konieczne, że niektóre rozważania w tym artykule mogłyby przyczynić się do formułowania niezupełnie prawidłowych wniosków.

Notowane, wg uzyskanych informacji, zjawisko szybkiego i znacznego powstawania osadów kokosowych w przestrzeniach chłodzących tłoki, musi być rozpatrywane w pierwszym rzędzie pod kątem widzenia stosowa-

nego do chłodzenia (a zarazem i smarowania łożysk) gatunku oleju. Jak podkreślano w artykule, wielkość powstających osadów i dalszych tego skutków zależna jest nie tylko od konstrukcji silnika i występujących na tłoku temperatur, lecz również w dużej mierze od rodzaju stosowanego oleju chłodzącego. Istnieją podstawy ku temu by twierdzić, że przez jego odpowiedni dobór — w przypadku silników o obecnym jeszcze średnim ciśnieniu użytecznym — wielkość tych osadów i szybkość ich narastania może być zmniejszona do nieszkodliwych małych wartości po długim nawet okresie ruchowym.

Stosowany powszechnie na wszystkich statkach handlowych dla wspólnego obiegu smarowania silnika głównego i chłodzenia jego tłoków olej Lux 8-9 — pod względem skłonności do starzenia, utleniania i tworzenia osadów — nie jest napewno olejem w pełni odpowiadającym ostrym warunkom chłodzenia, wyrażającym się wysokimi temperaturami wewnętrznych przestrzeni tych tłoków. Drogą porównania do stosowanych na statkach zagranicznych — dziś raczej powszechnie do tych celów uszlachetnianych olejów, wniosek ten jest tym bardziej uzasadniony. W żadnym przypadku gatunek oleju Lux 8-9 dla obecnych wysokich już p_e nie może być kwalifikowany jako odpowiedni na podstawie pomyślnego doświadczenia na niedoładowanych starszych silnikach, w którym tłoki są cieplnie mniej obciążone.

Nie ulega raczej wątpliwości, że olej Lux 8-9 jest z gatunku olejów czysto naftenowych, o których wspomniano że wykazują większą skłonność do rozpadu i tworzenia osadów. Brak ewentualnych chemicznych dodatków uszlachetniających stanu tego nie poprawi. Słusznym więc wydaje się w całej rozciągłości wniosek, by dążyć do ewentualnego zastąpienia tego oleju — dla silników pracujących z doładowaniem przy wysokim średnim ciśnieniu użytecznym — doskonalszym produktem krajowym.

W tym celu nieodzowne będą badania, w pierwszym rzędzie laboratoryjne, zarówno nad stosowanym dotychczas powszechnie olejem Lux 8-9, jak i porównawcze nad innymi olejami. Badania te winny zawierać takie próby, które charakterem swym i przebiegiem byłyby jak najbardziej zbliżone do warunków pracy oleju chłodzącego. Opiieranie się bowiem na zwykłych próbach i oznaczeniach jak: zawartości koksu metodą Conradson'a, liczby kwasowej, czy też nawet specjalnych próbach mających określić starzenie wg różnych norm jak np. BAM (British Air Ministry), Indiana, MAN, Opel, Sligh, Noack, Saurer, Ford itp., może dać niezupełnie prawidłową ocenę oleju pod względem dobrej przydatności do chłodzenia. Najśluszniejszym wydawałoby się tu zalecenie mało może jeszcze znanej, ale uzyskującej coraz większą uwagę, próby metodą dr inż. Wolf'a, opartej na zasadach próby H. Stäger'a i H. Künzler'a (opublikowana w „Schweizer Archiv für angewandte wissenschaftliche Technik" Nr 8 — sierpień 1942 r. pt. „Beitrag zur Kenntnis der Schmieröle und Treibstoffe für Dieselmotoren"). Bliższe omawianie tej próby, dającej obraz starzenia i tworzenia osadu w cienkiej warstwie oleju jest w niniejszym artykule raczej niecelowe. Wystarczy stwierdzić, że — wg posiadanego rozeznania — ze wszystkich mniej lub więcej rozpowszechnionych metod i prób, wywołane tą metodą sztuczne starzenie i tworzenie osadów zbliżone jest jak najbardziej do ostrych warunków pracy oleju chłodzącego tłoki.

Mechanicy okrętowi winni natomiast zwracać szczególną uwagę na utrzymanie zaleconych przez wytwórcę silnika temperatur oleju chłodzącego, przestrzegać częstego wiorowania oleju w celu oddzielenia zawartych w oleju różnych wielkości cząsteczek koksu, oraz wprowadzić częstsze demontaże tłoków połączone z czyszczeniem ich wnętrza.

Zebrałe razem porównywalne wyniki laboratoryjnych badań olejów, jak również raporty z częstszych przeglądów tłoków chłodzonych obecnie olejem Lux 8-9, oraz w celach prób, innymi krajowymi uszlachetnionymi olejami, mogą dopiero pozwolić na właściwe określenie gatunku krajowego oleju smarującego łożyska i zarazem chłodzącego tłoki cieplnie wysoko obciążone.

Zakończenie

Na zakończenie rozważań, którym poświęcone zostało przygotowane na IV Sesję Naukową Okrętowców całe niniejsze opracowanie o chłodzeniu tłoków, należałoby przytoczyć w dosłownym tłumaczeniu pewien wyjątek z artykułu Dyr. Kilchenmanna z Zakładów SULZER. (Artykuł ten, omawiający nowy silnik okrętowy SULZER'a typu RD90, zamieszczony został w jednym z ubiegłorocznych

numerów „Technische Rundschau SULZER”, który ukazał się już po napisaniu i ukończeniu niniejszej pracy).

„Ażeby sprostać większej średnicy cylindra, wydawało się na wstępie logicznym, zwiększyć poprostu grubość ścianki denka tłokowego. Tym sposobem jednak zostałyby niestety zwiększone, i w zależności od okoliczności, doprowadzone do niebezpiecznego zakresu nie tylko naprężenia cieplne ale również temperatura zewnętrznej powierzchni znacznie by wzrosła. Mając to na uwadze należało poszukać innego rozwiązania i to takiego, które by miało zarazem na względzie przepływ ciepła i związane z tym naprężenia cieplne.

Żebra służą do podparcia względnie cienkiego denka tłokowego i do bezpośredniego przeniesienia sił gazowych na kołnierz drąga tłokowego. Przy tej konstrukcji z powodu mniejszych grubości ścianek zostają pomniejszone nie tylko naprężenia cieplne, lecz również daje się utrzymać nisko temperatura zewnętrzna.

Zastosowanie cienkich denek tłokowych nie jest jednakże pozbawione niebezpieczeństwa, że ich wewnętrzne powierzchnie będą zbyt gorące. Przez to jednakże, zaznaczająca się już dziś granica stosowności oleju jako czynnika chłodzącego, zostaje jeszcze silniej zaakcentowana, gdyż należy liczyć się w wzmószonym stopniu z niebezpieczeństwem tworzenia osadów koksowych we

wnętrzu tłoka. To z kolei musiałoby prowadzić do przegrzania i wypalania zewnętrznej powierzchni tłoka. Wychoząc z tych rozważań Zakłady SULZER doszły do przekonania, że szczególnie dla silników o dużych średnicach cylindrów, a nawet już dla silników o mniejszych średnicach lecz pracujących z dużym obciążeniem, należy stosować wodne chłodzenie tłoka. Założenie to okazuje się nadzwyczaj skuteczne; tłok chłodzony wodą uzyskuje dopiero przy mniej więcej podwojeniu mocy tą samą temperaturę maksymalną na powierzchni co równej wielkości tłok chłodzony olejem.

Na uwagę zasługują również niskie wartości tak ważnych temperatur ponad górnym rowkiem pierścienia tłokowego. Chłodzenie wodne ze wszystkimi swoimi zaletami dało się jednakże dopiero zastosować, gdy znalezione zostały środki i drogi ażeby wodę kierować do tłoka i z niego odprowadzać bez obawy przecieków do skrzyni korbowej.”

Jest to pierwszy oficjalny na łamach światowej prasy technicznej głos wytwórni, bez wątpienia przodującej pod względem myśli technicznej na ten temat. Wyjątek ten jest poniekąd zbiorem najważniejszych myśli przewijających się w niniejszym opracowaniu i może posłużyć jako jego podsumowanie.

Mgr inż. MARIAN KOPCZYŃSKI

Główne silniki napędowe statków handlowych

Motorowe statki handlowe i pasażerskie stanowią w obecnej produkcji stoczni całego świata najważniejszą pozycję.

Miesięcznik angielski „The Motor Ship” od szeregu lat prowadzi szczegółową rejestrację każdego oddanego do użytku motorowca o nośności powyżej 2000 TDW. Jedno-

częście opracowywane są zestawienia statystyczne silników głównych, w zależności od rodzaju konstrukcji — nazwy wytwórni w której opracowano konstrukcję.

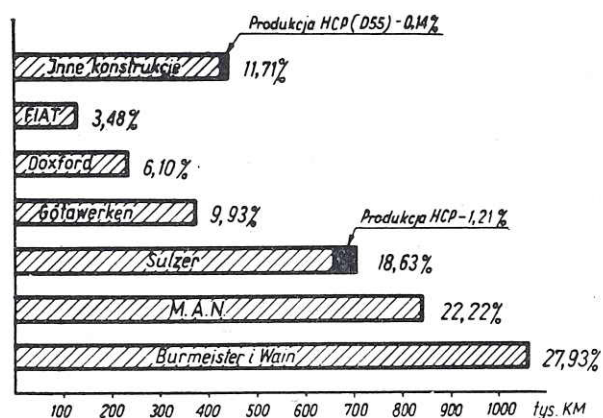
W tablicy 1 zostały zebrane dane statystyczne opublikowane w wymienionym piśmie w ciągu ostatnich 3 lat. Statystyki te uwzględniły w latach 1959 i 1960 statki z sil-

TABLICA 1. Typy głównych silników napędowych w siłowniach statków motorowych zbudowanych w 1959—61 r.

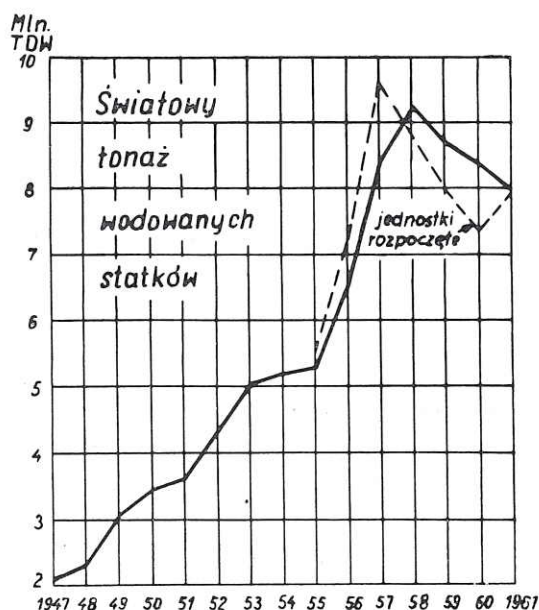
Nazwa wytwórni będącej konstruktorem silników	1959 r.		1960 r.			1961 r.			
	Moc w KM	% produkcji światowej	Moc w KM	% produkcji światowej	Ilość statków	Moc w KM	% produkcji światowej	Ilość silników zbudowanych w wytwórni	Ilość silników zbudowanych u licencjobiorców
Burmeister & Wain	981.000	27,37	1.018.000	27,99	138	1.057.100	27,93	37	104
MAN	823.350	22,97	750.000	20,62	113	840.500	22,22	47	77
Sulzer	577.600	16,11	667.000	18,34	99	705.000	18,63	29	81
Götawerken	368.350	10,28	320.000	8,80	43	375.500	9,93	23	25
Doxford	240.450	6,71	316.000	8,69	56	231.100	6,10	13	25
FIAT	228.775	6,38	161.000	4,43	24	131.700	3,48	13	6
Stork	113.500	3,17	128.000	3,52	19	95.500	2,52	12	3
Mitsubishi - UEC	—	—	53.000	1,46	5	75.000	1,97	6	1
Pielstick	—	—	65.000	1,80	12	42.300	1,12	4	10
Pozostałe wytwórnie	251.253	7,01	149.985	4,35	42	230.812	6,10	82	6
Razem	3.584.278	100,00	3.627.985	100,00	551	3.783.800	100,00	266	338
W sumie zbudowano w poszczególnych latach:	583 statki o 6.693.635 TDW i mocy 3.584.278 KM		551 statków o 6.407.374 TDW mocy 3.636.985 KM			581 statków, o 6.757.683 TDW i mocy 3.783.800 KM			

TABLICA 2. Silniki produkcji H. Cegiełski w siłowniach statków motorowych zbudowanych w 1959—61 r.

Wyszczególnienie	1959 r.			1960 r.			1961 r.		
	Moc w KM	% produkcji światowej	Ilość statków	Moc w KM	% produkcji światowej	Ilość statków	Moc w KM	% produkcji światowej	Ilość statków
Dane uwzględnione przez „The Motor Ship”	7.800	0,22	1	7.800	0,21	1	15.600	0,41	2
Dane rzeczywiste na dzień 31. 12. 61 r.	j. w.	j. w.	j. w.	j. w.	j. w.	j. w.	51.800	1,35	7



Rys. 1. Produkcja światowa silników głównych zmontowanych w siłowniach statków motorowych o nośności powyżej 2000 TDW oddanych do eksploatacji w roku 1961 z podziałem wg pochodzenia konstrukcji (wg danych z „The Motor Ship”).



Rys. 2. Tonaż wodowanych statków w latach 1947÷61 (bez ZSRR).

nikami produkcji H. Cegielski.

Jedynie statystyka za rok 1961 podana przez wymieniony miesięcznik (numer styczniowy — 1962 r.) jest niekompletna.

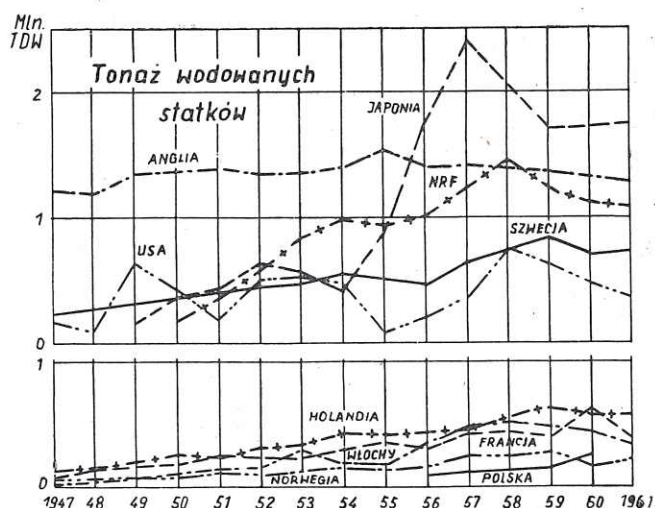
Tablica 2 podaje w jaki sposób przedstawiało się w latach 1959—61 wyposażenie statków w silniki produkcji H. Cegielski, które w tablicy 1 nie są oddzielnie uwidocznione (figurują jako silniki Sulzer). Jednocześnie w tablicy 2 podano za rok 1961 faktyczne dane wg stanu z dnia 31 grudnia 1961 r.

Analizując podane liczby należy zwrócić uwagę na dwa charakterystyczne fakty.

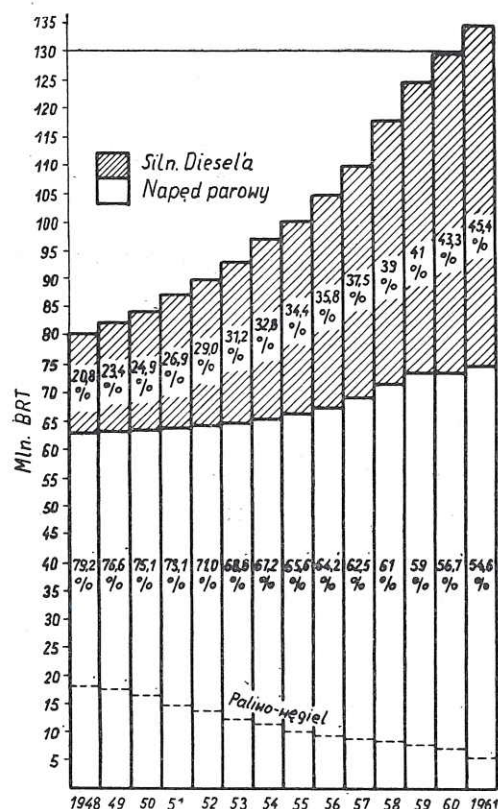
Pierwszy ma znaczenie ogólne. Producentów silników jest na świecie sporo, ale większość silników budowana jest według konstrukcji kilku przodujących firm, tak w zakładach macierzystych, jak i u ich licencjobiorców. Wykres na rys. 1 pokazuje jak ta sprawa kształtowała się w 1961 r. i uwzględnia dane rzeczywiste w odniesieniu do produkcji HCP. Jak widać około 90% światowej produkcji silników do statków powyżej 2000 TDW jest konstrukcją sześciu firm, ostro rywalizujących ze sobą o pierwszeństwo.

Drugi fakt jest interesujący ze względu na rodzimą produkcję silników, tym bardziej, że dotychczas wyszły na morze tylko silniki z Zakładów H. Cegielski. Z podanych uprzednio liczb widać, że w 1961 r. nasz udział w produkcji światowej wyniósł już 1,35%, a w grupie silników typu Sulzer 6,6%.

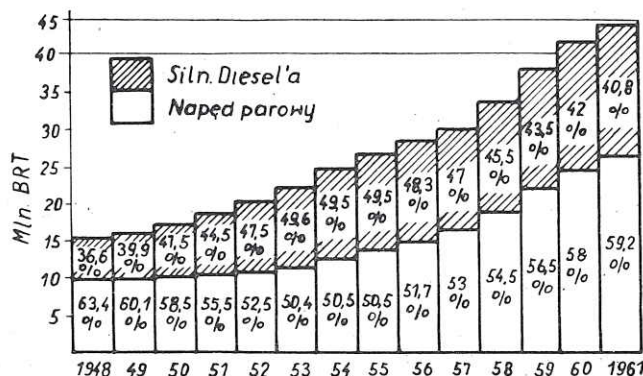
Jednocześnie analiza statystyk Towarzystwa Klasyfikacyjnego Lloyd'a (nie obejmująca ZSRR) wskazuje, że



Rys. 3. Tonaż wodowanych statków w poszczególnych państwach w latach 1947÷61 (bez ZSRR).



Rys. 4. Wzrost światowego tonażu statków z silnikami Diesel'a w latach 1948÷61 (bez ZSRR).



Rys. 5. Wzrost światowego tonażu zbiornikowców z podziałem na napęd parowy i z silnikami Diesel'a w latach 1938÷61 (bez ZSRR).

nastąpiło nieznaczne polepszenie w sytuacji przemysłu stoczniowego w zakresie ilości rozpoczętych jednostek, co widoczne jest na rys. 2. Nadal jednak produkcja stoczni jest dość daleka od szczytowego roku 1958.

Z rys. 3 wynika, że niewiele krajów zachodnich zwiększyło w roku 1961 tonaż wodowanych statków i recesja w przemyśle stoczniowym nadal się utrzymuje, a nawet w niektórych krajach pogłębia.

Na rys. 4 widoczny jest powolny ale systematyczny wzrost udziału napędu silnikowego w światowym tonażu

statków, co wiąże się z wyraźną przewagą motorowców, budowanych w ostatnich latach przy jednoczesnym wycofywaniu z eksploatacji statków z napędem parowym. Jedynie w zakresie zbiornikowców (rys. 5) nastąpiło od roku 1955 pewne zmniejszenie motorowców, co jest ściśle związane z budową tzw. „supertankowców” o nośności od 60 do 100 tys. TDW, dla których dopiero obecnie buduje się silniki Diesel’a o dostatecznie dużej mocy, to jest o średnicy cylindra około 900 mm i mocy z cylindra od 2000 do 3000 KM.

